

## Ueber Giffard's Dampfstrahlpumpe.

(Mit Zeichnungen auf Blatt Nr. 9.)

Giffard's selbstwirkender Einspritzer, auch Dampfstrahlpumpe genannt, ein Speiseapparat für Dampfkessel, so wie ein Wasserhebungsmittel im Allgemeinen, hat in neuerer Zeit die Aufmerksamkeit sowohl der gelehrten, als der industriellen Welt auf sich gezogen. Dieses Aufsehen scheint durch die neue, beinahe paradoxe Wirkungsweise des Apparates einerseits, durch dessen practischen Werth anderseits vollständig gerechtfertigt zu sein.

Die Dampfstrahlpumpe wurde von H. Giffard in Paris erfunden und von H. Flaud ausgeführt.

Im Frühjahr 1859 hatte der Verfasser Gelegenheit, die in verschiedenen Anstalten zu Paris zur Probe aufgestellten Apparate zu beobachten, und kurz nachher führte die Direction der Staatseisenbahngesellschaft die ersten Dampfstrahlpumpen in Oesterreich ein.

Ausser einer Anleitung zur Manipulation des Giffard'schen Apparates, und einer Broschüre von Herrn Bougère über dessen Vorzüge und Anwendungen, erschien im Monate Juni vorigen Jahres eine theoretische Abhandlung von Herrn Combe über die so eigenthümliche Wirkungsweise der neuen Pumpe. Seit jener Zeit aber machte die Literatur der Dampfstrahlpumpe keine weitem Fortschritte, und der Apparat hat sich bereits in der Praxis eingebürgert, ohne die Resultate einer strengen Untersuchung oder einer wissenschaftlichen Passkarte abzuwarten. Die einzige Mittheilung, welche uns über ausführliche Versuche aus dem Auslande zukam, ist eine englische Flugschrift von J. Robinson (Atlas Works, Manchester) auf welche wir später zurückkommen werden.

Wir glauben daher zur näheren Kenntniss der Leistung des Apparates einen erwünschten Beitrag zu liefern, wenn wir die Resultate mittheilen, welche sich aus zahlreichen, auf Veranlassung der General-Direction der österreichischen Staatseisenbahngesellschaft in Wien vorgenommenen Versuchen ergaben. Da die Dampfstrahlpumpe in diesem Blatte noch nicht beschrieben worden, so dürften zugleich auch einige Worte über deren Einrichtung und Wirkungsart am Orte sein.

Wie schon aus der Benennung hervorgeht, beruht der Vorgang auf der Wirkung eines Dampfstrahles, welcher zuerst einen luftverdünnten Raum erzeugt, sodann vom gesaugten Wasser ringförmig umgeben und condensirt wird, und diesem Wasser jene Geschwindigkeit mittheilt, deren es bedarf, um den Gegendruck (Kesseldruck oder Wassersäule) zu überwinden.

Ein Apparat für einen Kessel von 200 Pferdekräften ist auf Blatt Nr. 9 dargestellt. Fig. 1 ist ein Längenschnitt durch die Achsenlinie, Fig. 2 eine Seitenansicht, Fig. 3 eine Ansicht von vorne, Fig. 4 ein cotirtes Detail der wichtigsten Theile, nämlich der Dampf- und Wassermündungen und des engsten Querschnittes im Druckrohre.

Der Apparat besteht hauptsächlich aus einem Dampf- und einem Wasserzuleitungsrohre, ferner aus einem mittlern Raume, wo die Condensation und zugleich die Geschwindigkeitsübertragung vom Dampf auf das Wasser vor sich geht, endlich aus einem Druckrohre sammt Ventilköpfe.

Der Dampf wird durch das Rohr *A* (Fig. 1) vom Kessel hergeleitet, dringt durch die kleinen Löcher *o* in den innern Körper *B*, und strömt durch die Mündung *b* aus demselben heraus. Die Mündung *b* ist durch ein kleines kegelförmiges Schraubenventil *cc* zu verschliessen, welches durch die Kurbel *a* gehandhabt wird.

Das Wasser wird durch das Rohr *C* aus einem Behälter hergeleitet, oder auch nach Umständen gesaugt; da sich der innere Körper *B* durch Umdrehung der Kurbel *d* in der Stopfbüchse *e* verschieben lässt, so kann der ringförmige Wasserzufluss *ff* nach Bedürfniss regulirt werden.

Ferner strömt das Wasser mit dem bereits condensirten Dampfe aus der Mündung *g* durch die freie Luft, so dass der Strahl durch die Lichtöffnungen *hh* gesehen werden kann. Diese Oeffnungen können mittelst eines verschiebbaren Ringes *K* (Fig. 2) bedeckt werden. Der Strahl dringt nun in das Druckrohr *D*, wo er im Halse *i* den engsten Querschnitt erreicht; dann erweitert er sich, verliert somit allmählig seine grosse Geschwindigkeit, hebt das Ventil *L*, welches während der ganzen Dauer der Speisung nie auf seinen Sitz zurückfällt, und fliesst in einem continuirlichen Strome durch das Rohr *E* in den Kessel. *F* ist ein Ablassrohr, welches dem Wasser, das beim Anlassen oder bei etwaigen Störungen nicht in den Kessel dringt, einen Abfluss gestattet.

Der Apparat wird folgenderweise in Gang gebracht.

Nachdem der Wasserregulator in die gehörige Stellung gebracht worden, wird das kleine Schraubenventil *c* etwas gelüftet, so zwar, dass nur ein schwacher Dampfstrom entweicht, welcher die Luft mit sich fortreisend einen luftverdünnten Raum über dem Wasserspiegel im Rohre *C* erzeugt und somit das Saugen veranlasst. Sobald das gesaugte Wasser bis zur Dampföffnung gestiegen ist, wird letztere durch rasches Umdrehen der Kurbel *a* vollständig frei gemacht und ferner unberührt gelassen. Bei gutem Gange soll weder Wasser seitwärts spritzen oder unten ablaufen, noch soll Dampf den freien Strahl umwölken; beiderlei Erscheinungen sind Uebelstände, welche die Unterbrechung der Speisung bewirken können.

Dem Rückströmen und Seitwärtsspritzen des Speisewassers kann leicht durch allmähliges Schliessen des Wasserregulators abgeholfen werden. Nimmt aber der Dampf überhand, so muss schnell abgesperrt und bei vergrössertem Wasserzuflusse von neuem angelassen werden. Es ist übrigens wohl zu bemerken, dass solche Störungen niemals als willkürliche oder unvermeidliche zu bezeichnen sind, sondern stets von unverständiger Manipulation herrühren.

Das Absperren wird einfach durch rasches Schliessen des grossen Dampfwechsels erzielt. Es ist nicht rathsam, das innere Dampfventil *c* zum Absperren zu benützen, indem durch gewaltsames Hineindrücken desselben in seinen conischen Sitz eine schädliche Abnützung entsteht. Ausserdem darf der grosse Dampfwechsel nicht stets offen bleiben, damit die Liederung *rr*, welche Dampf und Wasser trennt, nicht zu rasch durch beständige Berührung mit dem Dampfe verbrannt werde.

Kehren wir zu den Versuchen zurück, deren Programm folgende fünf Punkte betraf:

1. Wie gross ist die Wassermenge, welche durch die Dampfstrahlpumpe gepumpt wird, und durch welche Umstände wird dieselbe bedingt?

2. Innerhalb welcher Grenzen ist das Vorwärmen gestattet?

3. Innerhalb welcher Grenzen der Dampfspannung ist der Apparat verwendbar, und wie gross ist der Gegendruck, welchen der Wasserstrahl nach Umständen zu überwinden im Stande ist?

4. In welchem Verhältnisse steht die verbrauchte Dampfmenge zur gepumpten Wassermenge und wie viel beträgt der stündliche Dampfverbrauch bei verschiedenen Werthen des Kesseldruckes?

5. Wie verhält sich die Leistung des neuen Apparates zu derjenigen der gewöhnlichen Dampfmaschinen?

Der Beantwortung dieser fünf Fragen sei eine kurze Beschreibung der angestellten Versuche vorausgeschickt. Die hiezu verwendeten Apparate waren von der stärksten Gattung (Nro. 10) für Kessel von 200 Pferdekraften, folglich für die stärksten Locomotivkessel genügend.

Sie waren an den Maschinen Raab und Pápa angebracht, welche auf der Wien-Neuzönyer Linie gemischte Züge von 5000 Centner Belastung mit circa vier Meilen Geschwindigkeit befördern.

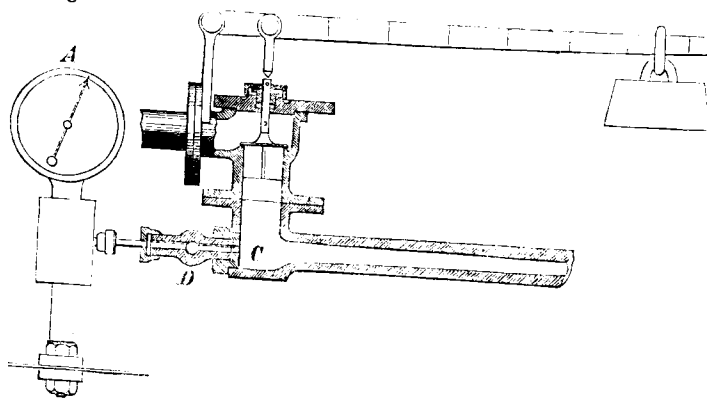
Seit vier Monaten wird die Speisung beider Maschinen anstandslos durch die alleinige Dampfstrahlpumpe bewirkt, indem die alten Pumpen abgenommen oder verschraubt wurden. Unter gewöhnlichen Umständen ist die Pumpe während  $\frac{1}{4}$  der ganzen Fahrzeit im Gange.

Die genauern Versuche wurden am Wiener Bahnhofe vorgenommen, und zwar zerfallen selbe in zwei Reihen; indem sie entweder Kesselspeisung oder die Speisung in ein offenes Gefäss betreffen.

Die erste Reihe musste selbstverständlich auf eine möglichst geringe Anzahl beschränkt werden, da der Kessel dabei bedeutend zu leiden hatte. Da ferner das Kesselwasser vom tiefsten bis zum höchsten Stande in Zeit von vier bis höchstens acht Minuten gehoben wurde, so eignete sich die Kesselspeisung nicht zur Ermittlung genauer Werthe, welche länger fortgesetzte Versuche voraussetzt. Man fand sich daher bestimmt, die Verbindung zwischen Kessel und Druckrohr zu unterbrechen, und das gepumpte Wasser durch einen Schlauch in einen Bottich oder in einen zweiten Tender zu leiten, wo dasselbe gemessen oder abgewogen und dessen Temperatur ermittelt werden konnte.

Man wurde jedoch sehr bald gewahr, dass die Speisung ohne Gegendruck viel reichlicher war als jene bei Ueberwindung des Kesseldruckes. Um einen entsprechenden Widerstand künstlich zu erzeugen, wurde eine hier skizzierte Vorrichtung zur Ventilbelastung am Ventilkopfe angebracht (Fig. a). Diese Vorrichtung diente dann auch bei Kesselspeisungen zur Ermittlung der Uebermacht des Wasserstrahles im Vergleich zum Kesseldrucke. Zur Controle der Ventilbelastung, sowie auch zur directen Messung des durch den Wasserstrahl auf das geschlossene Ventil ausgeübten Stosses wurde der Manometer *A* (Fig. a) angebracht, welcher durch ein dünnes Kupferrohr mit dem Druckrohre verbunden war. Da der gewaltsame

Fig. a



Stoss die hier angebrachten Manometer augenblicklich dienstesunfähig machte, so musste der Wechsel *D* eingeschaltet werden, welcher leise geöffnet und vor dem Absperren des Apparates geschlossen wurde.

Es wurde auch versucht, den Stoss des Wasserstrahles direct an jener Stelle zu messen, wo derselbe durch die freie Luft strömt; man hielt zu diesem Zwecke eine enge Manometeröhre in den Strahl, allein die Resultate waren nur approximativ, indem der Zeiger des Manometers heftig zitterte; im Allgemeinen stimmten diese Angaben mit denjenigen des hintern Manometers. Die aus sämtlichen Versuchen gewonnenen Resultate sind in drei im Anhang folgenden Tabellen zusammengestellt.

Tabelle I enthält vier Serien von Versuchen. Die drei ersten Serien betreffen Speisungen ins Freie mit oder ohne Belastung des Ventils.

Die Versuche der Serie I wurden sämtlich bei constanter Stellung des Wasserregulators vorgenommen. Die in Serie II enthaltenen bezweckten insbesondere die Ermittlung der grössten und kleinsten Wassermengen, welche unter bestimmten Dampfspannungen durch Reguliren des Wasserzufflusses gepumpt werden können.

Die Versuche der Serie III dienten zur Bestimmung des Dampfverbrauches durch directe Messung des verdampften Wasserquantums, wesshalb auch diese Versuche längere Zeit dauerten, und in mehrere Abtheilungen zerfallen.

Schliesslich bietet die Serie IV die maassgebendsten Resultate in Bezug auf wirkliche Kesselspeisung.

Die Tabellen II und III enthalten die grössten Ventilbelastungen, welche bei den Versuchen der Tabelle I zulässig waren; so wie auch die Angaben des hintern Manometers.

Zur leichteren Uebersicht wurden die gespeisten Wassermengen, so wie der Dampfverbrauch auf die Zeitdauer einer Stunde zurückgeführt. Ventilbelastungen und Manometerangaben beziehen sich auf den Quadratzoll und sind in Wiener Pfunden ausgedrückt. Bei den übrigen Gewichtsangaben gilt der leichtern Berechnung wegen das Zollpfund als Einheit.

Unter der gespeisten oder gepumpten Wassermenge versteht man die wirklich aus dem Tender oder Reservoir geschöpfte Menge, abgesehen von dem Zuwachs, welcher im Apparate durch Condensation des Dampfes hinzukommt.

Wir gehen nun auf die nähere Erörterung der fünf oben gestellten Fragen ein:

1. Wie gross ist die Wassermenge, welche durch die Dampfstrahlpumpe gepumpt wird,

und durch welche Umstände wird dieselbe bedingt?

Die Menge des Wassers, welcher eine zur Ueberwindung des Kesseldruckes genügende Geschwindigkeit ertheilt werden kann, hängt von dem Kesseldrucke selbst und von der innerhalb gewisser Grenzen variablen Stellung des Wasserregulators ab.

Es genügt ein Blick auf die in der zweiten und sechsten Rubrik der Tabelle I enthaltenen Zahlen, um sich zu überzeugen, dass die gespeiste Wassermenge unter sonst gleichen Umständen mit der Dampfspannung zu- und abnimmt, dass ferner einer jeden Dampfspannung keine constante Wassermenge entspricht, sondern, dass mittelst Regulirung des ringförmigen Wasserzuflusses eine beliebige zwischen gewissen Grenzen begriffene Menge anstandslos gespeist werden kann. Diese Grenzen, welche je nach dem Dampfdrucke verschieden sind, wurden für Hoch- und Mitteldruck ermittelt und in der folgenden kleinen Tabelle zusammengestellt:

Kessel- druck pr. □" in Wr. Pfd.	Gespeiste Wassermenge pr. Stunde in Wr. Cub. Fuss		Temperatur-Erhöhung in Graden Reaumur beim	
	Maximum	Minimum	Maximum	Minimum
Speisung ins Freie.				
65	216	100	31	54
35	170	64	23	54
Kesselspeisung				
67	146	94	40	68
36	126	—	27	—

Aus dieser Zusammenstellung ist ersichtlich, dass die auf wirkliche Kesselspeisung bezüglichen Grenzen einander näher liegen, als diejenigen, welche bei der Speisung in die Atmosphäre beobachtet wurden.

Folgende Tabelle wurde nach den Versuchen Robinson's mit einem Apparate No. 4 \*) aufgestellt.

Dampfspannung in Wiener Pfunden pro □".

4 8 16 24 32 40 81

Wiener Cub. Fuss pro Stunde

13 17 25 26 30 35 37

Robinson erwähnt mit keinem Worte den Einfluss des Regulators auf die gespeiste Wassermenge; es ist daher wahrscheinlich, dass er blos Maxima berücksichtigte. Grosse Bedeutung legt er hingegen auf die ursprüngliche Temperatur des zur Speisung bestimmten Wassers. Es ist dies allerdings ein wichtiger Punkt, welcher bei Gelegenheit der zweiten Frage zur nähern Betrachtung kommen wird; allein, dass dieser Umstand durchaus keinen Einfluss auf die Menge des gespeisten Wassers hat, geht aus zahlreichen vergleichenden Versuchen deutlich hervor.

\*) Die von Fland in Frankreich eingeführte und bisher auch im Auslande beibehaltene Nummerirung der Apparate in Bezug auf deren Leistungsfähigkeit, beruht auf folgendem Grundsatz: Die Leistung des Apparates hängt vom Durchmesser des engsten Querschnittes im Druckrohre ab; ist dieser gegeben, so sind zugleich alle andern Dimensionen des Apparates bestimmt. Die Nummer des Apparates, wodurch seine Leistungsfähigkeit bezeichnet wird, ist besagter Durchmesser in Millimetern ausgedrückt.

Vergleicht man z. B. die Versuche Nr. 5 und 6 Serie II und Nr. 9 Serie I mit einander, so findet man nur unbedeutende Differenzen in den Wassermengen, während die Temperatur im Saugwasser von 12° bis 32° variirte. Diese Temperatur kommt nur dann in Betracht, wenn es sich um das Minimum handelt; es kann nämlich dann der Fall eintreten, dass eine Menge Wasser, welche bei niedriger Temperatur zur Condensation des Dampfes genügt, denselben nicht mehr zu condensiren vermag, wenn das Wasser bereits vorgewärmt ist. Das Minimum bedingt folglich eine grössere Anzahl von Cubicfuss warmen als kalten Wassers. Dies beweist ein Vergleich zwischen den Versuchen Nr. 4 und 7 der Serie II.

Man begreift gleichfalls, dass bei Hochdruck das Minimum numerisch höher zu liegen kommt, als bei Niederdruck; wenn nämlich der Dampf heisser und dichter ausströmt, so erfordert er eine grössere Wassermenge, um vollständig condensirt zu werden.

Vergleicht man ferner den Versuch Nr. 3 Serie II mit Post Nr. 10 Tab. II, so bemerkt man, dass in beiden Fällen dieselbe Wassermenge als Maximum erreicht wurde, obwohl unter sonst gleichen Umständen im erstern Falle das Ventil unbelastet, im zweiten Falle hingegen mit 91 Pfund per Quadratzoll beschwert war.

Aus diesem Vergleiche, sowie aus vielen ähnlichen, ist man berechtigt zu schliessen, dass die Belastung im Allgemeinen keinen Einfluss auf die gespeiste Wassermenge habe. In der Nähe des Maximums wurde jedoch ein solcher Einfluss öfter wahrgenommen; wird nämlich bei belastetem Ventil der Wasserregulator allmählig geöffnet, so erreicht man eine Grenze, wo das Wasser anfängt überzulaufen und seitwärts zu spritzen; entlastet man dann das Ventil, so kann dadurch der ruhige Gang manchmal wieder hergestellt werden. Dass der Widerstand des Kesseldruckes anderer Art ist als derjenige, welcher durch Belastung des Ventils hervorgerufen wird, beweist schon der Umstand, dass bei Kesselspeisung das Maximum stets tiefer liegt als bei der Speisung in ein offenes Gefäss.

Giffard schätzt seine Apparate auf eine Leistung von je 30 Litres per Pferdekraft; für unsere Apparate Nr. 10 für 200 Pferdekraft, entspräche dies einer Leistung von circa 180 Cubicfuss pro Stunde. Dieses Quantum wurde aber während der Versuche niemals erreicht, und übersteigt das beobachtete Maximum im günstigsten Falle noch um 18 pCt.

Die Versuche der Serie I wurden bei ziemlich gleicher Stellung des Wasserregulators vorgenommen, und doch bemerkt man, dass je mehr der Dampfdruck fällt, desto grösser die gepumpte Wassermenge ist. Dieser Umstand lässt sich nur durch die Tendenz erklären, welche hochgespannter Dampf besitzt, sich ein Loch durch das Wasser zu schlagen; erfolgt die Condensation nicht augenblicklich, so geht ein Theil des Geschwindigkeitsmomentes des Dampfes nutzlos verloren. Bei hoher Spannung muss also dem Dampfe eine grössere Wassermenge dargeboten werden.

Die bei Serie I constante Regulatorstellung ist eine mittlere, welche bei Mitteldruck dem Maximum, bei Hochdruck aber beinahe dem Minimum der gespeisten Wassermenge entspricht.

Schliesslich noch ein Wort über die Temperaturerhöhung, welche dem Wasser in Folge der Condensation des Dampfes zu Theil wird. Das durch die Dampfstrahlpumpe gespeiste Wasser ist nothwendigerweise warm, und hierin besteht ein wesentlicher Vorzug des neuen Apparates. Die Temperatur des Speisewassers hängt offenbar von der ursprünglichen Temperatur desselben, von der Dampfspannung und dem Dampfquantum, und endlich von dem Verhältnisse zwischen letzterem und dem Wasserquantum ab.

Bei constanter Dampfspannung wird aber die dem Wasser ertheilte Temperaturerhöhung lediglich durch die Stellung des Wasserregulators bedingt. Da nämlich die vom ausströmenden Dampfe abgegebene Wärmemenge bei constantem Kesseldrucke ebenfalls constant bleibt, so steht die Temperaturerhöhung des Wassers im umgekehrten Verhältnisse zur Wassermenge.

Die Richtigkeit dieses Schlusses wird durch die Erfahrung vollständig bewährt. Berechnet man nämlich die Producte aus den Zahlen der 5. mit den entsprechen Zahlen der 6. Rubrik der Tabelle I, so ist das Product für jeden Werth des Kesseldruckes constant, wächst und fällt mit dem letzteren. Demnach lässt sich von der Temperaturerhöhung auf das Wasserquantum schliessen.

2. Innerhalb welcher Grenzen ist das Vorwärmen des Wassers gestattet?

Dass eine Grenze existiren muss, ist augenscheinlich. Da nämlich der ganze Vorgang auf Condensation des Dampfes beruht, so darf das Wasser nicht schon im Voraus in dem Grade erhitzt sein, dass es die Condensation zu bewirken nicht mehr im Stande wäre.

Bei 65 bis 70 Pfund Dampfdruck darf nach unseren Erfahrungen das Wasser bis auf 32° R., bei 35 Pfund Druck bis auf 48° R. vorgewärmt werden. Je niedriger der Dampfdruck, desto höher darf die Temperatur des zur Speisung bestimmten Wassers sein.

J. Robinson theilt hierüber folgende Tabelle mit, wo er für verschiedene Werthe der Dampfspannung die entsprechenden höchsten zulässigen Temperaturen des Wassers vor der Speisung angibt.

Dampfspannung über die Atmosphäre in Wiener Pfunden

8 16 24 32 40 81

Temperatur des Saugwassers in Graden Reaumur

52° 47° 43° 41° 40° 35°

In den Atlas Works zu Manchester, wo Robinson seine Versuche anstellte, wird das Condensationswasser der Dampfmaschinen wie bisher zur Speisung der Kessel benützt, allein es ist wohl zu beachten, dass warmes Wasser nur sehr schwer gesaugt wird; bei Anbringung des Apparates an Condensationsmaschinen ist daher das Saugen zu vermeiden.

3. Innerhalb welcher Grenzen der Dampfspannung ist die Dampfstrahlpumpe anwendbar, und wie gross ist der Gegendruck, welchen der Wasserstrahl nach Umständen zu überwinden im Stande ist?

Die Speisung der beiden mit den Giffard'schen Apparaten versehenen Locomotivkessel erfolgte bei allen Werthen der Dampfspannung von 10 Pfund aufwärts.

Wenn jedoch der Kesseldruck unter 20 Pfund sinkt, so kann ein theilweises Ueberfliessen des Speisewassers nicht mehr vermieden werden. Der Grund hievon liegt wohl nicht im Princip, sondern in der Construction der Apparate, welche für Hochdruck bestimmt waren. J. Robinson bediente sich der Dampfstrahlpumpe ohne Anstand von 4 Pfund bis 88 Pfund Dampfdruck. Aus Gründen, welche hier nur angedeutet werden können, ist zu vermuthen, dass bei sehr hohem Drucke einer principiellen Grenze für die Wirksamkeit der Dampfstrahlpumpe begegnet wird. Die Wirkung des Apparates beruht nämlich auf der Verschiedenheit der Dichtigkeiten zwischen Dampf und Wasser, kraft welcher das Wasser zum Ueberwinden des Kesseldruckes einer geringeren Geschwindigkeit bedarf, als der Dampf von demselben Drucke erhält. Daraus folgt, dass 1 Pfund ausströmenden Dampfes eine gewisse Wassermenge mit genügender Geschwindigkeit theilen kann, um den Kesseldruck zu überwinden. Allein je höher die Dampfspannung, desto dichter der Dampf, desto geringer das Verhältniss der respectiven Geschwindigkeiten von Dampf und Wasser, desto geringer schliesslich die Wassermenge, welche durch 1 Pfund Dampf befördert werden kann; es ist daher eine Grenze zu erwarten, wo diese Menge zur Condensation des Dampfes unzulänglich sein wird, und somit der ganze Vorgang unmöglich wird.

Ueber die Kraftäusserungen des Wasserstrahles ist aus den Tabellen II und III das Nähere zu ersehen. Die Uebermacht des Strahles über den Kesseldruck ist schon daraus zu entnehmen, dass bei der Kesselspeisung das Ventil noch bedeutend belastet werden konnte. Diese Uebermacht lässt sich für Hoch- und Mitteldruck auf 30 Percent schätzen. Dieselbe wird zur Ueberwindung der Reibungen und der Ventilbelastung verwendet, und falls sie nicht ganz verbraucht wird, so äussert sie sich durch die für den Nutzeffect ganz verlorne Geschwindigkeit, welche das Wasser noch beim Einströmen in den Kessel besitzt.

Aus Tabelle I ist zu bemerken, dass während des Ganges des Apparates die Belastung allmählig gesteigert werden kann: dies kann einfach von der Ueberdeckung des Ventils herrühren, welche dem Wasserströme eine grössere Fläche bietet, sobald es gehoben wird.

Die letzte Rubrik der Tabellen I und II enthält die Werthe des Druckes, welchen der Wasserstrahl gegen eine unbewegliche Wand, folglich gegen das geschlossene Ventil ausübt. Die Zahlen der vorletzten Rubrik sind Resultate sehr verschiedener Einwirkungen, als Ventilbelastung, Reibung am Ventile, Kesseldruck und Wasserquantum.

Vergleicht man die Angaben des hintern Manometers, welche einem constanten Kesseldrucke entsprechen, so bemerkt man, dass der Wasseranprall um so heftiger ist, als mehr Wasser zugelassen wird, woraus man schliessen kann, dass auch die Geschwindigkeit des Wassers mit dessen Menge wächst.

Robinson bediente sich zur Bestimmung der fraglichen Uebermacht einer Einrichtung, welche bei den obigen Versuchen nicht zu Gebote stand. Er brachte nämlich die Dampfstrahlpumpe zwischen zwei Dampfkeßeln an, wovon der erste den Dampf zum Apparate lieferte, der zweite aber da

gepumpte Wasser aufnahm. Indem man nun die Spannung im zweiten Kessel steigerte, so konnte man leicht den grössten Ueberdruck ermitteln, welchen das gespeiste Wasser zu überwäligen im Stande war.

Die Resultate dieser Versuche sind in folgender Tabelle enthalten:

Versuche	Temperatur des Saugwassers in Graden Reaumur	Spannung in W. Pfunden im Kessel		Differenz der Spannungen	Differenz in Prent. des Gegen-druckes
		Nr. 2	Nr. 1		
<b>Versuch a.</b>	19°	47	40	7	17%
Kleiner Ueberlauf . . . .	—	44	32	12	37 "
Grosser dtto . . . .	—	45	30	15	50 "
Speisung beinahe eingestellt	24°	46	29	17	58 "
<b>Versuch b.</b>	19°	41	40	1	2%
Kleiner Ueberlauf . . . .	—	39	30	9	30 "
Grosser dtto . . . .	—	40	26	14	54 "
Speisung beinahe eingestellt	29°	42	24	18	75 "
<b>Versuch c.</b>	19°	38	36	2	6%
Kleiner Ueberlauf . . . .	—	36	27	9	33 "
Grosser dtto. . . .	—	36	25	11	44 "
Speisung eingestellt . . . .	33°	39	19	20	100 "

Nimmt man die Werthe des Ueberdruckes, welche dem angehenden Ueberlaufe entsprechen, als maassgebend an, so stimmen Robinson's Zahlen genau mit den auf ganz verschiedenem Erfahrungswege gewonnenen und bereits oben angeführten Resultaten.

4. In welchem Verhältnisse stehen die respectiven Dampf- und Wassermengen, und wieviel beträgt der stündliche Dampfverbrauch bei diversen Werthen des Kesseldruckes?

Das für jeden Versuch ermittelte Verhältniss zwischen Dampfverbrauch und gespeister Wassermenge wurde in der siebenten Rubrik der Tabelle I. aufgezeichnet.

Diese Werthe wurden mittelst einer Hilfstabelle berechnet, welche hier nur beispielsweise für die IV. Serie mitgetheilt wird.

Post-Nr.	Absolute Dampfspannung in Atmosphären	Temperatur-Erhöhung in Graden Celsius	In 1 Pfd. Dampf enthaltene Wärmeeinheiten	Temperatur im gespeist. Wasser in Gr. Celsius	Differenz $B - C$	Quotient $D = \frac{B - C}{A}$	Wassersquantum pro Stunde in Zollpfunden	Verbrauch an trockenem Dampfe pro Stunde in Zollpfunden $\frac{E}{D}$
1	6½	85	611	97	514	6,0	5860	977
2	6½	56	611	69	542	9,7	9072	936
3	6	50	610	62	548	11,0	9198	836
4	3½	34	607	46	561	16,5	7938	481

Die angenommene Wärmeeinheit ist die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um die Temperatur von 1 Pfund Wasser um 1° C. zu erhöhen. Die Werthe der im Dampfe enthaltenen Wärmemengen wurden nach Zeuner's neuesten Angaben angenommen; da nach der modernen Theorie ein Theil der zur Verdampfung verwendeten Wärme in Arbeit verwandelt wird, so fällt die im Dampfe enthaltene Wärmemenge etwas schwächer aus, als bisher angenommen wurde; die auf Grundlage dieser Werthe berechneten Verhältniss-

zahlen zwischen Dampf- und Wassermengen sind daher ungünstiger für die Leistung des Apparates, als dies bei irgend einer älteren Hypothese der Fall gewesen wäre. Der Gang der Berechnung sei durch ein Beispiel erläutert:

Post Nr. 1. — Die in 1 Pfund Dampf enthaltene Wärmemenge beträgt  $B=611$  Einheiten; die Temperatur aber des gespeisten Wassers und folglich auch des condensirten Dampfes ist  $C=97^{\circ}$  C.; folglich bleiben  $B-C=514$  Einheiten unter  $D$  Pfund Wasser à  $A=85$  per Pfund zu vertheilen, der Quotient  $\frac{B-C}{A}=6$  ist folglich die Wassermenge, welche auf 1 Pfund Dampf kommt.

Aus der Kenntniss des Verhältnisses  $D$  und der stündlich gespeisten Wassermenge  $E$ , schliesst man nun auf den stündlichen Dampfverbrauch  $\frac{E}{D}$ .

Aus den Zahlen der achten Rubrik, Tabelle I, ist ersichtlich, dass für jeden bestimmten Werth der Dampfspannung der berechnete Dampfverbrauch ziemlich constant bleibt; man kann daher, ohne viel zu irren, annehmen, dass bei den verwendeten Apparaten, wo der Querschnitt der Dampfausströmung 24 Quadratlinien betrug, bei 65 Pfund Dampfdruck 900 Pfund, bei 35 Pfund Druck aber 500 Pfund trockenen Dampfes pro Stunde dem Kessel entzogen werden. Es ist jedoch wohl zu beachten, dass dieser Verbrauch an Dampf und folglich an Wärme nur scheinbar ist, indem beinahe alle Wärme im Condensationswasser dem Kessel wieder zugeführt wird.

Bei obiger Berechnung wurde vorausgesetzt, dass der Dampf trocken aus dem Kessel ausströme. Dieser Fall kommt jedoch nie vor, und directe Messungen beweisen, dass bei den Versuchen an den Locomotiven Raab und Pápa, der unmittelbar über der Feuerkiste entnommene Dampf sehr stark mit Wasser geschwängert war.

Die Resultate der directen Beobachtung sind in der vorletzten Rubrik der Tabelle I eingetragen. Der Dampfverbrauch wurde nämlich auf zweierlei Arten controlirt, und zwar: erstens durch Abwiegen der gespeisten Wassermenge; zweitens durch directe Messung des Wasserabganges im Kessel. Erstere Methode wurde bei Serie I angewendet. Hiebei wurde das Wasser aus dem Tender der Maschine gesaugt und vom Apparate in einen grossen Bottich geleitet. Nachdem der Abgang im Tender einerseits, der Zufluss im Bottiche anderseits ermittelt worden, ergab die Differenz die Menge des condensirten Dampfes. Die auf diesem Wege ermittelten Werthe sind sämmtlich etwas zu schwach, indem ein gewisser Wasserverlust beim Ablassen des Apparates unvermeidlich war; da die Speisung nicht immer augenblicklich ihren normalen Gang annimmt, so herrscht auch über die Dauer der Versuche eine kleine Ungewissheit, welche um so bedeutender hervortritt, als diese Dauer überhaupt kürzer war. Die Resultate der bei Serie III angewandten Methode sind daher zuverlässiger als die eben angeführten. Vor jedem der betreffenden Versuche wurde der Wasserstand in der kalten Maschine gemessen, nach einem möglichst lange fortgesetzten Gange wurde der Wasserstand wieder nach erfolgter Abkühlung des Kessels gemessen. Der Abgang an Kessel-

wasser, welcher der Verdampfung entsprach, wurde durch genaues Abwägen bestimmt und nöthigenfalls wegen Temperatur-Differenzen corrigirt.

Auf Grundlage der auf dem Erfahrungswege ermittelten Werthe des Brutto-Dampfverbrauches lässt sich nun auch ein Verhältniss zwischen den entsprechenden Dampf- und Wassermengen aufstellen; diese Verhältnisswerthe wurden in der letzten Rubrik der Tabelle I aufgenommen.

5. Wie verhält sich die Leistung der Dampfstrahlpumpe zu derjenigen der gewöhnlichen Dampfpumpe?

Die Leistung des Giffard'schen Apparates als Pumpe überhaupt ist offenbar eine äusserst geringe; denn während in gewöhnlichen Dampfpumpen 1 Pfund Dampf zur Beförderung von 100 bis 200 Pfund Wasser unter einem der Dampfspannung gleichkommenden Gegendrucke genügt, so kann in der Dampfstrahlpumpe 1 Pfund Dampf kaum 10 bis 20 Pfund Wasser befördern. Die Verwendung des Apparates ist folglich nur dann öconomisch, wenn die Temperatur des gepumpten Wassers von Wichtigkeit ist. Dieser Fall kommt bei zahlreichen Industriezweigen, ganz vorzüglich aber bei der Kesselspeisung vor.

Der neue Motor ist daher speciell ein Kesselspeisungs-Apparat; als solcher aber besitzt er über alle andern Speisevorrichtungen so bedeutende Vorzüge, dass er letztere bei Stabil-, Locomobil- und Locomotivkesseln ohne Zweifel vollständig verdrängen wird.

Es ist daher wichtig, die Leistungen der Dampfstrahlpumpe in diesem speciellen Falle möglichst genau zu ermitteln. Nach den bisher allgemein verbreiteten Grundsätzen der Physik wäre kein Grund vorhanden, dass irgend ein Kraft- oder Wärmeverbrauch bei der Speisung verloren ginge. Da nämlich das Condensationswasser sämmtlich in den Kessel dringt, so wird demselben die ganze im ausströmenden Dampfe enthaltene Wärme rückerstattet, in soferne von den zufälligen Verlusten durch Abkühlung der Rohre abgesehen wird. Allein schon der reine Practiker ahnt in diesem Vorgange eine Art Perpetuum mobile und behauptet daher, es müsse irgendwo ein Verlust an Arbeit oder an Wärme stattfinden; so lange nun dieser Verlust geheimnissvoll erscheint, bleibt ein wohlbegründetes Misstrauen den glänzenden Versprechungen des neuen Motors gegenüber aufrecht.

Wir haben im Nachstehenden versucht, nach Anleitung der mechanischen Wärmetheorie, den Wärmeverbrauch, welcher der verrichteten Arbeit der Kesselspeisung entspricht, möglichst genau zu bestimmen. Der theoretische Wärmeverlust besteht darin, dass der Dampf, wenn er condensirt wird, nicht die ganze zu seiner Bildung erforderlich gewesene Wärmemenge abgibt; dieser Verlust beträgt circa 7 pCt. Suchen wir nun, wie hoch sich dieser Verlust in der Praxis herausstellt, und wählen wir, behufs dieser Erörterung, den Versuch Nr. 2 Serie III. Wie viel Wärmeeinheiten gehen bei der Condensation auf das Wasser über, und wie viel solche Einheiten werden dem Kessel entzogen?

Die Differenz beider Zahlen wird den Verlust an Wärme darstellen.

Bei erwähntem Versuche wurden in einer Stunde 182 Cubicfuss oder 11466 Zollpfund Wasser gepumpt, und dessen Temperatur um 36° R. oder 45° C. erhöht, wobei  $11466 \times 45 = 515970$  Wärmeeinheiten rückgewonnen wurden. Nehmen wir nun an, wie dies auf Grundlage von Versuchen der Wahrheit sehr nahe kommen wird, dass der hier unmittelbar über der Feuerung gewonnene Dampf 30 pCt. seines Gewichtes an Wasser enthielt, so theilt sich die Gesammtmenge von 1345 Pfund Dampf in 941 Pfund trockenen Dampf und 404 Pfund Wasser. Die absolute Dampfspannung war  $6\frac{1}{2}$  Atmosphären, die Temperatur im Kessel 162° C. Die zur Bildung von 1 Pfund Dampf erforderliche Wärmemenge betrug somit 656 Einheiten; 941 Pfund Dampf entzogen folglich dem Kessel

	Wärmeeinheiten
$941 \times 656 =$	617296
Hiezu kommt die im mitgerissenen Wasser enthaltene Wärme mit $404 \times 162 =$	65448
	Zusammen 682744

Hievon ist jedoch diejenige Wärmemenge abzuziehen, welche dem condensirten Dampfe noch innewohnte; da die Temperatur des Condensationswassers 55° C. betrug, so enthielten 1345 Pfund condensirten Dampfes noch  $1345 \times 55 =$

73975

Rest 608769

Vergleicht man nun diesen Bruttoverbrauch mit dem obigen Rückgewinne, so ergibt sich eine Differenz oder ein Wärmeverlust von 92799 Einheiten, d. i. 15 pCt. der Gesamtwärme. Da von diesen 15 pCt. Verlust kaum 7 pCt. theoretisch gerechtfertigt sind, so bleiben 8 pCt. zur Last der zufälligen Verluste, welche durch zweckmässige Einrichtungen auf ein Minimum zu beschränken wären.

Um die Bedeutung des Wärmeverlustes noch fasslicher darzustellen, bemerke man, dass, da bei einer Speisung von 11466 Pfund Wasser 92799 Wärmeeinheiten verbraucht oder verloren wurden, auf je 100 Pfund gespeisten Wassers ein Verlust von 810 Einheiten entfällt. Nachdem aber zur Bildung von 1 Pfund Dampf 656 Einheiten erforderlich sind, so hätten diese 810 Einheiten zur Bildung von 1,23 Pfund Dampf verwendet werden können. Der Wärmeverlust, welcher bei einer Speisung von 100 Pfund Wasser stattfindet, ist also einem reellen Verluste von 1,23 Pfund Dampf äquivalent. Man kann hieraus schliessen, dass der Nutzeffect der Dampfstrahlpumpe als Speiseapparat von demjenigen der gewöhnlichen Dampfpumpen wenig verschieden ist. Es sei jedoch beigefügt, dass wir eines der ungünstigsten Erfahrungsergebnisse als Beispiel einer numerischen Berechnung gewählt, um dem Vorwurfe der Parteilichkeit durchaus keinen Anhalt zu geben.

Wenn auch durch Einführung der Dampfstrahlpumpe als Speiseapparat keine Ersparniss an Brennstoff zu erwarten ist, so lässt sich doch behaupten, dass der neue Motor in keiner Beziehung den alten Pumpen gegenüber im Nachtheile steht. Derselbe besitzt hingegen wesentliche Vorzüge, welche hier mit Berücksichtigung der Verwendungen des Apparates kurz angedeutet seien:

Die Dampfstrahlpumpe eignet sich:

1. Zur Speisung von Stablkesseln.

Der Apparat kann in beliebiger Lage beim Kessel und ganz unabhängig von der Maschine angebracht werden. Die Herstellung ist wenig kostspielig, die Erhaltungskosten fallen beinahe ganz weg. Der Mechanismus der Dampfmaschinen wird durch Weglassung der Speisepumpen vereinfacht, die Speisung des Kessels kann bei einem schwachen Dampfdrucke erfolgen, welcher zur Ingangsetzung der Maschine nicht hinreichend wäre.

2. Zur Speisung von Locomotivkesseln.

Da die Wirkung der Dampfstrahlpumpe von der Bewegung der Maschine ganz unabhängig ist, so ersetzt dieselbe sowohl die Excenterpumpe als die Noth- oder Dampfmaschine. Sie bietet eine viel grössere Sicherheit als die bisherigen Pumpen: eine Menge Betriebsstörungen, welche durch Versagen, Einfrieren oder Beschädigungen an den Pumpen verursacht wurden, können künftighin vermieden werden.

Die so zahlreichen und kostspieligen Pumpenreparaturen fallen beinahe ganz weg. Abnützung kann bei einem Apparate nicht stattfinden, bei welchem kein Theil in constanter Bewegung ist. Es wurde nachgerechnet, dass die Erhaltungskosten der gegenwärtigen Locomotivpumpen in einem Jahre die Anschaffungskosten eines Giffard'schen Apparates schon übersteigen.

Ferner wird durch stete Speisung mit warmem Wasser der Kessel sehr geschont, das Rohrrinnen vermindert, und die Dampfspannung leichter erhalten. Der Mechanismus wird vereinfacht, und die Anlage der ganzen Maschine erleichtert. Was die Ablagerung von Kesselstein betrifft, so beweisen die am Wien-Raaber Bahnhofs mit äusserst schlechtem Wasser gemachten Versuche, dass eine solche in den engen Dampf- und Wassermündungen nie stattfinden wird.

3. Für Dampfschiffe.

Hier ist die Raumersparniss oft von der grössten Wichtigkeit. An Bord eines Schiffes kann die Dampfstrahlpumpe ausser der Kesselspeisung noch andere wichtige Dienste leisten; sie kann als Feuerspritze oder als Schöpfwerk ver-

wendet werden. Diese Vorzüge wurden längst von der französischen Marineverwaltung gewürdigt, indem sie die erste practische Verwendung der Giffard'schen Erfindung auf dem Linienschiffe „l'Aigle“ in grossem Maassstabe veranlasste.

4. Für diverse Zwecke.

Ueberall, wo Verwendung von heissem Wasser mit Hebung desselben verbunden ist, wird die Dampfstrahlpumpe mit Vortheil verwendet. Dies ist vorzüglich bei Badanstalten und Färbereien, nebenbei aber auch bei zahlreichen andern Industriezweigen der Fall.

In manchen Localitäten, wo der Brennstoff werthlos, die Erhaltung von Maschinen aber kostspielig ist, in Kohlengruben z. B., kann die Dampfstrahlpumpe selbst als Schöpfwerk gegen die mechanischen Vorrichtungen in die Schranken treten.

Bevor wir diesen Abschnitt schliessen, sei uns noch gestattet, eine von Robinson aufgestellte Formel mitzutheilen, welche im vorhergehenden ihren Platz nicht finden konnte. Diese rein empirische Formel soll zur Bestimmung der Hauptdimensionen, nämlich des engsten Querschnittes im Druckrohr eines Apparates von bestimmter Leistung dienen.

Ist  $n$  die Nummer des Apparates oder der Durchmesser jenes Querschnittes in Millimetern;

$p$  der Dampfdruck in Atmosphären;

$M$  die zu speisende Wassermenge per Stunde in Wiener Cubiefuss,

so soll

$$M = 0,9 n^2 \sqrt{p}$$

$$\text{oder } n = \sqrt{\frac{MVp}{0,9 p}} \text{ sein.}$$

Hiermit schliessen wir die Mittheilungen der Resultate, welche aus der Praxis der Dampfstrahlpumpe zu unserer Kenntniss gelangten.

Zur Vollendung unserer Aufgabe bleibt uns noch eine Kritik der Combe'schen Theorie vom Standpunkte der Erfahrung vorzunehmen.

P. Reinhardt.

Ingenieur-Assistent der k. k. pr. österr. Staatseisenbahngesellschaft.

T a b e l l e I.

Post-Nr.	Dampfspannung über d. Atmosphäre in Wr. Pfd. pro Q"	Temperatur in Graden Réaumur			Gespeiste Wassermenge pro Stunde in Cubic-Fuss.	Berechnet		Beobachtet	
		des gesaugten Wassers	des gespeisten Wassers	Erhöhung		Gewichtsverhältniss d. verbrauchten Dampf- zur gespeisten Wassermenge $d : c$	Dampfverbrauch pro Stunde in Zoltpfunden $d$	Dampfverbrauch pro Stunde in Zoltpfunden $d'$	Gewichtsverhältniss d. verbrauchten Dampf- zur gespeisten Wassermenge $d' : c$
		$a$	$b$	$b - a$	$c$	$d : c$	$d$	$d'$	$d' : c$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
S e r i e I.									
1	75	10	58	48	134	1 : 9,0	938	—	—
2	67	9	57	48	105	1 : 9,0	735	870	1 : 7,7
3	68	16	64	48	114	1 : 8,8	816	932	1 : 7,7
4	70	26	74	48	111 Min.	1 : 8,6	813	900	1 : 8,0
5	50	10	42	32	134	1 : 13,9	607	—	—
6	41	9	37	28	153	1 : 16,0	602	520	1 : 17,0
7	37	10	32	22	142	1 : 20,3	441	—	—
8	35	16	41	25	134	1 : 18,0	469	630	1 : 13,3
9	34	32	50	18	165	1 : 23,7	438	420	1 : 25,0
10	21	36	54	18	—	1 : 23,4	—	—	1 : 16,4

(Fortsetzung der Tabelle I.)

Post-Nr.	Dampfspannung über d. Atmosphäre in Wr. Pfd. pro □"	Temperatur in Graden Réaumur			Gespeiste Wassermenge pro Stunde in Cubic-Fuss.	Berechnet		Beobachtet	
		des gesaugten Wassers	des gespeisten Wassers	Erhöhung		Gewichtsverhältniss d. verbrauchten Dampf- zur gespeisten Wassermenge $d : c$	Dampfverbrauch pro Stunde in Zollpfunden $d$	Dampfverbrauch pro Stunde in Zollpfunden $d'$	Gewichtsverhältniss d. verbrauchten Dampf- zur gespeisten Wassermenge $d' : c$
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>b - a</i>		<i>c</i>	<i>d</i>	<i>d'</i>	<i>d' : c</i>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Serie II.									
1	65	9	67	52	118	1 : 8,2	906	—	—
2	62	9	45	36	164	1 : 12,3	804	—	—
3	67	9	40	31	216 max.	1 : 14,4	945	—	—
4	34	12	66	54	64 min.	1 : 7,7	523	—	—
5	35	12	35	23	170 max.	1 : 19,4	552	—	—
6	34	28	49	21	161 max.	1 : 21,0	483	—	—
7	34	28	68	40	minimum	1 : 10,4	—	—	—
Serie III.									
1 a	35	20	67	47	78	1 : 8,9	352	—	—
1 b	37	13	46	33	92	1 : 13,1	443	—	—
—	—	—	im Mittel		81	—	—	—	—
2	70	8	44	36	182	1 : 12,4	933	695	1 : 7,2
3 a	60—70	7	61	54	100 min.	1 : 7,9	800	1345	1 : 8,7
3 b	60—70	7	43	36	175	1 : 12,4	890	—	—
—	im Mittel		50	43	146	1 : 10,2	900	1110	1 : 8,3
Serie IV. (Kesselspeisung).									
1	70	10	78	68	93 min.	1 : 6,0	977	—	—
2	70	10	55	45	144 max.	1 : 9,7	936	—	—
3	65	10	50	40	146 "	1 : 11,0	836	—	—
4	36	10	37	27	126 "	1 : 16,5	481	—	—
Tabelle II									

Tabelle II.  
Speisung in den Kessel.

Post-Nr.	Dampfspannung über d. Atmosphäre in Wr. Pfd. pro □"	Gespeistes Wasserquantum pro Stunde in Cubic-Fuss.	Maximalbelastung des Ventils in Wr. Pfd. pro □" der innern Ventillfläche		Angaben des hinteren Manometers in Wr. Pfd.			
			beim Anlassen	während des Ganges	ohne Belastung	bei belastetem Ventil		bei geschlossenem Ventil
						beim Anlassen	während des Ganges	
1	70	146	—	—	der Kesseldruck	—	—	100
2	65	149	26	—		—	—	90
3	60	—	24	—		—	—	—
4	50	—	19	—		—	—	—
5	50	minimum	13	—		—	—	—
6	44	maximum	15	26		—	—	—
7	25	—	4	10		55	49	—
8	18	—	—	—		—	—	55

Tabelle III.  
Speisung in ein offenes Gefäss.

Post-Nr.	Versuchs-Nr. laut Tabelle I	Dampfspannung über die Atmosphäre in Wr. Pfd. pro □"	Gespeistes Wasserquantum pro Stunde in Cubic-Fuss.	Ventilbelastung pro □" der inneren Ventillfläche in Wr. Pfd.	Angaben d. hinteren Manometers in Wr. Pfd.		
					ohne Belastung	bei belastetem Ventil	bei geschlossenem Ventil
1	—	68	120	106	42	90	—
2	III. 3	72	minimum	108	—	92	—
3	"	69	146	—	30	—	—
4	"	69	minimum	—	20	—	—
5	"	61	175	91	—	—	—
6	"	61	minimum	91	—	77	—
7	I. 2	68	105	98	—	—	—
8	—	70	120	92	—	—	—
9	I. 4	70	111	—	—	90	—
10	—	68	218	91	34	70	—
11	II. 2	65	164	91	35	85	—
12	II. 1	65	118	91	—	—	—
13	III. 2	70	—	130	—	75	—
14	I. b	42	153	55	24	80	—
15	III. 1	35	92	55	—	52	80
16	"	35	78 min.	—	—	37	40
17	—	35	134	52	—	—	—
18	I. 9	35	165	46	12	45	70
19	—	35	—	32	—	53	—
20	—	35	161	—	—	50	70
21	—	35	minimum	—	—	—	63
22	—	28	—	—	—	—	40
23	—	25	—	—	10	35	70
24	—	19	—	29	—	30	53
				26	—	23	—



# Allgemeine Betrachtungen über Biegezugfestigkeit und Biegezugwiderstand zur Erzielung eines einheitlichen Standpunktes für die Beurtheilung verschiedener Brücken-Systeme.

Von Pius Fink,

Ingenieur der k. k. pr. österr. Staatseisenbahngesellschaft.

(Mit Zeichnungen auf Blatt F im Texte.)

## Einleitung.

Wenn wir zur Zeit weit mehr verschiedene Theorien als verschiedene Systeme von Brücken haben, so liegt die Ursache hievon gewiss zumeist in dem Umstande, dass uns eine ganz allgemein aufgefasste Behandlung der Biegung und des Biegezugwiderstandes fehlt.

Mit der Kenntniss der Biegung und des Biegezugwiderstandes gerader prismatischer Stäbe, auf welche nur normale Kräfte entweder in einzelnen Punkten oder in der ganzen Länge gleich vertheilt wirken, ist freilich an keine allgemeine Theorie der Brücken zu denken.

Ein überzeugend richtiger Vergleich rücksichtlich der Brauchbarkeit und Zweckmässigkeit der einzelnen Brücken-Systeme ist aber nur möglich, wenn man dieselben von einem und demselben Standpunkte aus betrachtet, d. h. nach einer und derselben Theorie beurtheilt.

Diese wenigen Bemerkungen werden den Versuch, die Lösung der angeregten Aufgaben zu fördern, hinreichend rechtfertigen, ja sogar als höchst wünschenswerth erscheinen lassen.

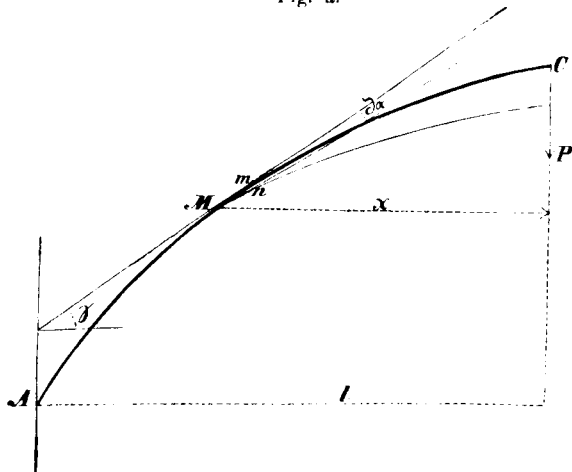
Die erste Aufgabe besteht somit in der Aufstellung allgemeiner Formeln zur Berechnung der Biegung und Inanspruchnahme ganz beliebig geformter Balken, auf welche beliebige Kräfte in verschiedenen Richtungen wirken; dabei soll jedoch alles bis jetzt hierüber Bekannte vorausgesetzt werden, um nicht durch schon Dagewesenes zu ermüden, und um überhaupt auf dem kürzesten Wege zum Ziele zu gelangen.

Die zweite Aufgabe ist dann die Anwendung der so erhaltenen allgemeinen Formeln auf specielle Fälle, namentlich auf verschiedene Brücken-Systeme.

A. Biegung und Inanspruchnahme eines beliebigen Balkens, welcher an einem Ende befestigt und an dem andern belastet ist.

Wirkt (Fig. a) auf einen krummen Balken, für welchen

Fig. a.



AMC die Schwerlinie vorstellt, eine Kraft  $P$ , so folgt das statische Moment

für den Querschnitt A:  $M = pl$

„ „ „  $M: \mu = Px$  . . . . . (1)

Bezeichnet man das Trägheitsmoment des Querschnittes A bezüglich seines Schwerpunktes mit  $T$ , den Abstand der obersten oder untersten Fasern vom Schwerpunkte mit  $h$ , und die Inanspruchnahme dieser Faser per Flächeneinheit mit  $S$ ; die analogen Grössen für den Querschnitt M mit  $t$ ,  $z$  und  $\sigma$ , und den Elasticitätsmodul des verwendeten Materials mit  $E$ ; so findet man:

die Inanspruchnahme  $S = \frac{Mh}{T}$ ,

„ „ „  $\sigma = \frac{\mu z}{t}$  . . . . . (2)

Die Aenderung des Neigungswinkels zweier Querschnitte, welche um  $Mm = ds$  von einander abstehen, ist:

$d\alpha = \frac{\sigma ds}{Ez}$ ; . . . . . (3)

die Verschiebung der Querschnitte M und m gegen einander normal zur Curve:

$mn = d^2f = ds \cdot d\alpha$ , . . . . . (4)

in verticaler Richtung:

$d^2v = dx \cdot d\alpha$ , . . . . . (5)

in horizontaler Richtung:

$d^2h = dy \cdot d\alpha$  . . . . . (6)

Substituirt man für  $\sigma$  den Werth aus Gleichung (2) in jene (3), und dann den so erhaltenen Werth von  $d\alpha$  in die Gleichungen (4), (5) und (6), so erhält man für einen Querschnitt M, welcher von C den Abstand  $x$  hat:

Aenderung des Neigungswinkels:

$\alpha = \frac{1}{Ez} \int_t^p ds$ , . . . . . (7)

normale Verschiebung:

$f = \frac{1}{E} \int ds \int_t^p ds$ , . . . . . (8)

verticale: „

$v = \frac{1}{E} \int dx \int_t^p ds$ , . . . . . (9)

horizontale: „

$h = \frac{1}{E} \int dy \int_t^p ds$  . . . . . (10)

Bedeutet ferner für den Punkt M,  $\gamma$  den Winkel, welchen die Tangente mit der Abscissenachse bildet, und  $\omega$  den Querschnitt des Balkens, so ist im gedachten Querschnitte die Pressung nach der Richtung der Tangente  $P \sin \gamma$  und die hieraus resultirende Inanspruchnahme per Flächeneinheit:

$\sigma_1 = \frac{P \sin \gamma}{\omega}$ , . . . . . (11)

und die Längenänderung des Elementes  $Mm = ds$  der Curve:

$d\lambda = \frac{\sigma_1}{E} ds$ , . . . . . (12)

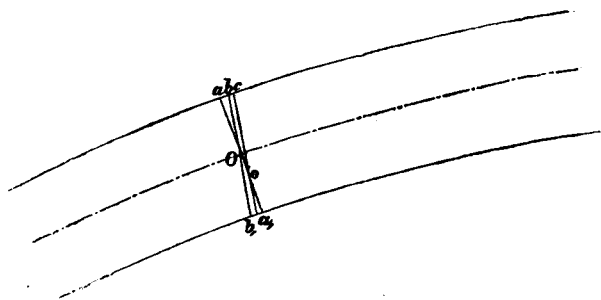
die Längenänderung des Stückes AM:

$\lambda = \frac{1}{E} \int \sigma_1 ds$  . . . . . (13)

Stellt man die beiden Inanspruchnahmen  $\sigma$  und  $\sigma_1$  graphisch dar, so erhält man Fig. b. (Fol. Seite.)

Durch das Moment  $\mu$  wird einmal der Querschnitt  $aa_1$  in die Lage  $bb_1$  gebracht, und man kann sich die Inanspruch-

Fig. b.



nahme  $\sigma$  durch  $ab$  vorstellen; die Kraft  $P \sin \gamma$  verschiebt dann den Querschnitt in der Richtung der Tangente um ein Stück  $bc$ , welches dem Obigen gemäss die Inanspruchnahme  $\sigma_1$  vorstellen wird.

Der Punkt  $o$  gehört der neutralen Schichte an, und man findet den Abstand der Schwerlinie von der neutralen Schichte

$$Oo = e = z \frac{\sigma_1}{\sigma} \dots \dots \dots (14)$$

Diese beiden Formänderungen sind in so weit, als man bei der erstern von der Längenänderung der Schwerlinie und bei der letztern von der Aenderung des Neigungswinkels absehen kann, von einander vollständig unabhängig. Diese Anschauungsweise findet man auch bei allen Arbeiten über Biegung und mit Rücksicht auf obige Bemerkung mit Recht festgehalten.

Was ferner die Lage der neutralen Achse betrifft, so hat dieselbe nur ein theoretisches aber durchaus kein praktisches Interesse; dies ist um so mehr der Fall, als es sich nie um die Biegung der neutralen Achse, sondern immer nur um die Biegung der Schwerlinie oder der geometrischen Achse handeln wird, und diese findet man mittelst der Gleichungen (8) bis (10).

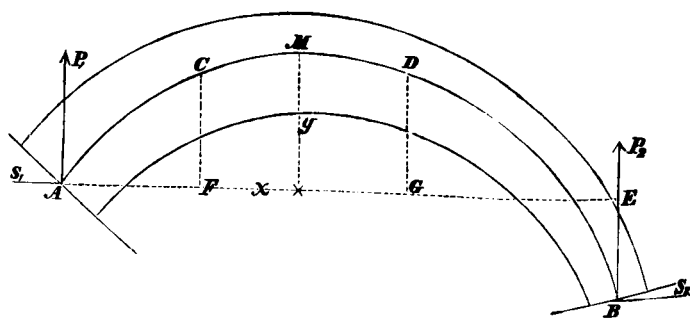
Ein besonders zu beachtender Umstand tritt bei gekrümmten Balken ein, welche an den Enden nicht ausweichen können; hier hat nämlich die Längenänderung der Schwerlinie eine, zumal bei flachen Bögen, bedeutende Aenderung der Pfeilhöhe zur Folge, woraus bei steifen bogenförmigen Trägern eine Inanspruchnahme auf Biegung resultirt. Es ist also schon a priori einzusehen, dass bei den letztgedachten Balken der horizontale Schub von der Biegung abhängig ist und umgekehrt; auch folgt hieraus, dass die Querschnitts- und Elasticitätsverhältnisse des Balkens auf den horizontalen Schub Einfluss nehmen müssen.

Nachdem durch vorstehende kurze Betrachtung im Wesentlichen die Methode, nach welcher bei den weiteren Untersuchungen vorzugehen ist, angedeutet wurde, soll gleich ein ganz allgemeiner Fall behandelt werden, jedoch mit Voraussetzung gleichförmiger Belastungen, da eine andere Belastungsart bei Brücken selten vorkommen wird.

B. Biegung und Inanspruchnahme eines beliebigen Balkens, wenn gleichzeitig an beiden Enden Kräfte und statische Momente auf denselben einwirken

Es stelle in (Fig. c)  $ADB$  die Schwerlinie des Balkens vor. Es sei über die ganze Projection eine Last  $p$  (per Längeneinheit), und ebenso über die Projection des Stückes  $CD$  eine Last  $q$  (per Längeneinheit) gleichförmig vertheilt. Ferner wirke in  $A$  eine verticale Kraft  $P_1$ , eine hori-

Fig. c.



izontale  $S_1$  und ein statisches Moment  $M_1$ , und analog im Punkte  $B$  eine verticale Kraft  $P_2$ , eine horizontale  $S_2$  und ein statisches Moment  $M_2$ . Weiter bezeichne man mit:

$y = f(x)$  die Gleichung der Schwerlinie  $ACDB$ ,

$t = \varphi(x)$  das Trägheitsmoment der verschiedenen Querschnitte bezüglich ihres Schwerpunktes,

$l$  und  $a$  die Coordinaten  $AE$  und  $BE$  des Punktes  $B$ ,  $nl$  und  $h_1$  die Coordinaten  $AF$  und  $CF$  des Punktes  $C$ ,  $ml$  und  $h_2$  die Coordinaten  $AG$  und  $DG$  des Punktes  $D$ .

Soll sich nun der Balken bei Einwirkung der genannten Kräfte und Momente im Gleichgewichte befinden, so muss nach mechanischen Gesetzen die Summe aller statischen Momente für einen beliebigen Punkt Null sein.

Die Summe der statischen Momente für einen beliebigen Punkt  $M$  der Schwerlinie, dessen Coordinaten  $x$  und  $y$  heissen mögen, ist:

$$\begin{aligned} & M_1 + S_1 y - P_1 x + pl \left( \frac{l}{2} - x \right) + \\ & + ql \left( m - n \right) \left( \frac{m+n}{2} l - x \right) + M_2 + S_2 (y + a) + \\ & + P_2 (l - x) = 0. \end{aligned}$$

Ordnet man diese Gleichung nach Potenzen von  $x$  und  $y$ , so hat man:

$$\begin{aligned} & y (S_1 + S_2) - x [P_1 + P_2 + pl + pl(m-n)] \\ & + \left( M_1 + M_2 + p \frac{l^2}{2} + ql^2 \frac{m^2 - n^2}{2} + S_2 a + P_2 l \right) = 0. \end{aligned}$$

Soll dieser Ausdruck für ganz beliebige Werthe von  $x$  und  $y$  Null sein, so muss nach mathematischen Gesetzen jeder Coefficient für sich gleich Null sein; man hat also:

$$S_1 + S_2 = 0 \dots \dots \dots (1)$$

$$P_1 + P_2 + pl + ql(m-n) = 0 \dots \dots \dots (2)$$

$$M_1 + M_2 + p \frac{l^2}{2} + q \frac{l^2}{2} (m^2 - n^2) + S_2 a + P_2 l = 0 \dots (3)$$

Diese Bedingungsgleichungen heissen, in Worten ausgedrückt, folgendermaassen:

1. Die Summe aller horizontalen Kräfte muss gleich Null,
2. die Summe aller verticalen Kräfte muss gleich Null, und
3. die Summe der statischen Momente muss für den Anfangspunkt  $A$  der Coordinaten gleich Null sein.

Das Moment, welchem ein beliebiger Querschnitt ausgesetzt ist, findet man, wenn man bloß die Summe der Momente, welche auf einer Seite des gedachten Querschnittes liegen, bildet; diese Summe ist dann jener auf der zweiten Seite wirksamen gleich und entgegengesetzt.

Man findet also das biegende Moment  $\mu$  für einen Querschnitt, welcher von  $A$  den Abstand  $x$  hat:

$$\left. \begin{aligned} \mu &= M_1 + S_1 y + p \frac{x^2}{2} - P_1 x, \dots \dots \dots (x < nl) \dots \dots \\ \mu_1 &= M_1 + S_1 y + p \frac{x^2}{2} + q \frac{(x - nl)^2}{2} - P_1 x, \dots \dots \dots (x > nl \text{ und } < ml) \dots \dots \\ \mu_2 &= M_1 + S_1 y + p \frac{x^2}{2} + ql(m - n) \left( x - \frac{m + n}{2} l \right) - P_1, \dots \dots (x > ml) \dots \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

oder von der zweiten Seite, d. h. von  $B$  aus gerechnet:

$$\left. \begin{aligned} \mu_2 &= M_2 + S_2 (y + \alpha) + p \frac{(l - x)^2}{2} - P_2 (l - x), \dots \dots \dots (x > ml) \dots \dots \\ \mu_1 &= M_2 + S_2 (y + \alpha) + p \frac{(l - x)^2}{2} + q \frac{(ml - x)^2}{2} - P_2 (l - x), \dots \dots \dots (x > nl \text{ und } < ml) \dots \dots \\ \mu &= M_2 + S_2 (y + \alpha) + p \frac{(l - x)^2}{2} + ql(m - n) \left( l - x - \frac{m + n}{2} l \right) - P_2 (l - x), \dots \dots (x < nl) \dots \end{aligned} \right\} \dots (5)$$

Man hat also für jeden Werth von  $x$  zwei Ausdrücke für das Moment  $\mu$  und man wird natürlich immer den einfacheren derselben wählen.

Bedenkt man weiter, dass für irgend einen Querschnitt des Balkens die Verdrehung und die Verschiebung nur eine bestimmte sein kann, so müssen die Ausdrücke für diese Grössen dieselben sein, gleichgiltig ob man von  $A$  oder von  $B$  ausgeht, d. h. es ist die algebraische Summe dieser zwei Ausdrücke gleich Null.

Man hat somit:

$$\int_{x=0}^{x=nl} \frac{\mu}{t} ds + \int_{x=nl}^{x=ml} \frac{\mu_1}{t} ds + \int_{x=ml}^{x=l} \frac{\mu_2}{t} ds = 0, \dots \dots (6)$$

$$\int_{x=0}^{x=nl} dx \int \frac{\mu}{t} ds + \int_{x=nl}^{x=ml} dx \int \frac{\mu_1}{t} ds + \int_{x=ml}^{x=l} dx \int \frac{\mu_2}{t} ds = 0, \dots (7)$$

$$\int_{x=0}^{x=nl} dy \int \frac{\mu}{t} ds + \int_{x=nl}^{x=ml} dy \int \frac{\mu_1}{t} ds + \int_{x=ml}^{x=l} dy \int \frac{\mu_2}{t} ds = 0, \dots (8)$$

Die Grenzen dieser Integrale fallen mit den Grenzwerten von  $x$ , für welche  $\mu$ ,  $\mu_1$  und  $\mu_2$  Geltung haben, zusammen.

Was ferner die normale Pressung  $N$  in den verschiedenen Querschnitten betrifft, so ist dieselbe:

$$\left. \begin{aligned} N &= S \cos \gamma + (P_1 - px) \sin \gamma, \dots \dots \dots (x < nl) \\ N &= S \cos \gamma + [P_1 - px - q(x - nl)] \sin \gamma, \dots \dots \dots (x > nl \text{ u. } < ml) \\ N &= S \cos \gamma + [P_1 - px - ql(m - n)] \sin \gamma, \dots \dots \dots (x > ml) \end{aligned} \right\} (9)$$

Aus dieser Inanspruchnahme resultirt eine Aenderung in der Länge der Schwerlinie; und zwar wird dieselbe ausgedrückt durch

$$\lambda = \frac{S}{E} \int_0^l \frac{dx}{\omega} + \frac{1}{E} \int_0^l \frac{dy}{\omega} (P_1 - px) - \frac{1}{E} \int_{nl}^{ml} \frac{dy}{\omega} q (x - nl) - \frac{1}{E} \int_{ml}^l \frac{dy}{\omega} ql (m - n) \dots (10)$$

Die Aenderung der Pfeilhöhe, welche durch die Aenderung in der Länge der Schwerlinie erfolgt, ist dann zu jener Pfeiländerung, welche aus der Biegung des Balkens resultirt, zu addiren, gerade so wie auch die beiden verschiedenen Inanspruchnahmen zu addiren sind.

Die Inanspruchnahme des Materials  $\sigma$  mit Rücksicht auf Biegung findet man mit  $\sigma = \frac{\mu z}{t}$ , und mit Rücksicht auf die

normalen Pressungen mit  $\sigma_1 = \frac{N}{\omega}$ . Die Gesamtinanspruchnahme des Materials in irgend einem Querschnitte ist somit

$$\Sigma = \sigma + \sigma_1 = \frac{\mu z}{t} + \frac{N}{\omega} \dots \dots \dots (11)$$

Um eine übersichtlichere Zusammenstellung der erhaltenen Resultate zu geben, und um den Weg, welcher im Allgemeinen bei Lösung einer bestimmten Aufgabe zu gehen ist, anzudeuten, mag folgendes Schema dienen.

Handelt es sich nämlich um die Berechnung eines bestimmten Falles, so werden immer gegeben sein:

$p$ , die Constructionslast per Längeneinheit der Projection;

$q$ , die zufällige Belastung;

$l$  und  $a$ , die Coordinaten des zweiten Stützpunktes  $B$ ;

$nl$  und  $ml$ , die Abscissen des Anfangs- und Endpunktes der zufälligen Belastung.

Ferner wird in der Regel gegeben sein:

$y = f(x)$ , die Gleichung der Schwerlinie;

$t = \varphi(x)$ , das Trägheitsmoment der verschiedenen Querschnitte.

Zunächst sind nun zu bestimmen:

$P_1$  und  $P_2$ , die verticalen Kräfte in den Punkten  $A$  und  $B$ ;

$S_1 = S_2$ , die horizontale Kraft in einem beliebigen Punkte;

$M_1$  und  $M_2$ , die statischen Momente, welche in den Punkten  $A$  und  $B$  auftreten, wenn die Endquerschnitte des Balkens befestigt sind.

Diese 5 Grössen findet man aus folgenden Bedingungengleichungen:

$$P_1 + P_2 + pl + ql(m - n) = 0, \dots \dots \dots (I)$$

$$M_1 + M_2 + S_1 a + P_2 l + \frac{pl^2}{2} + \frac{ql^2}{2} (m^2 - n^2) = 0, \dots (II)$$

$$\int_{x=0}^{x=nl} \frac{\mu}{t} ds + \int_{x=nl}^{x=ml} \frac{\mu_1}{t} ds + \int_{x=ml}^{x=l} \frac{\mu_2}{t} ds = 0, \dots \dots (III)$$

$$\int_{x=0}^{x=nl} dx \int \frac{\mu}{t} ds + \int_{x=nl}^{x=ml} dx \int \frac{\mu_1}{t} ds + \int_{x=ml}^{x=l} dx \int \frac{\mu_2}{t} ds = 0, \dots (IV)$$

$$\int_{x=0}^{x=nl} dy \int \frac{\mu}{t} ds + \int_{x=nl}^{x=ml} dy \int \frac{\mu_1}{t} ds + \int_{x=ml}^{x=l} dy \int \frac{\mu_2}{t} ds = 0, \dots (V)$$

Substituiert man jetzt in die Relationen (4) und (5) die so erhaltenen Werthe von  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $S_1$ ,  $M_1$  und  $M_2$ , so sind auch die Momente für beliebige Querschnitte bestimmt. Es ist nämlich:

$$\begin{aligned} \mu & \left\{ \begin{aligned} &= M_1 + S_1 y + p \frac{x^2}{2} - P_1 x, \dots \dots \dots \\ &= M_2 + S_1 (y + a) + p \frac{(l-x)^2}{2} + ql(m-n) \left( l - x - \frac{m+n}{2} l \right) - P_1 (l-x), \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} (x < nl) \dots \dots (VI) \\ \mu_1 & \left\{ \begin{aligned} &= M_1 + S_1 y + p \frac{x^2}{2} + q \frac{(x-nl)^2}{2} - P_1 x, \dots \dots \dots \\ &= M_2 + S_1 (y + a) + p \frac{(l-x)^2}{2} + q \frac{(ml-x)^2}{2} - P_1 (l-x), \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} (x > nl \text{ u. } < ml) \dots \dots (VII) \\ \mu_2 & \left\{ \begin{aligned} &= M_1 + S_1 y + p \frac{x^2}{2} + ql(m-n) \left( x - \frac{m+n}{2} l \right) - P_1 x, \dots \dots \dots \\ &= M_2 + S_1 (y + a) + p \frac{(l-x)^2}{2} - P_1 (l-x), \dots \dots \dots \end{aligned} \right\} (x > ml) \dots \dots (VIII) \end{aligned}$$

Weiter findet man die normale Pressung in einem beliebigen Querschnitte:

$$N \left\{ \begin{aligned} &= S_1 \cos \gamma + (P_1 - px) \sin \gamma \dots \dots \dots (x < nl) \\ &= S_1 \cos \gamma + [P_1 - px - q(x - nl)] \sin \gamma, \dots \dots \dots (x > nl \text{ u. } < ml) \\ &= S_1 \cos \gamma + [P_1 - px - ql(m-n)] \sin \gamma, \dots \dots \dots (x > ml) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (IX)$$

Die grösste Inanspruchnahme per Flächeneinheit in einem beliebigen Querschnitte ist:

$$\Sigma = \frac{\mu}{t} z + \frac{N}{\omega} \dots \dots \dots (X)$$

Die Biegung des Balkens wird durch folgende Relationen bestimmt. Es ist nämlich:

$$v = \frac{1}{E} \int_{x=0 \text{ bis } x=nl} dx \int_t \frac{\mu}{t} ds + \frac{1}{E} \int_{x=nl \text{ bis } x=ml} dx \int_t \frac{\mu_1}{t} ds + \frac{1}{E} \int_{x=ml \text{ bis } x=l} dx \int_t \frac{\mu_2}{t} ds, \quad (XI)$$

die horizontale Verschiebung eines Querschnittes:

$$h = \frac{1}{E} \int_{x=0 \text{ bis } x=nl} dy \int_t \frac{\mu}{t} ds + \frac{1}{E} \int_{x=nl \text{ bis } x=ml} dy \int_t \frac{\mu_1}{t} ds + \frac{1}{E} \int_{x=ml \text{ bis } x=l} dy \int_t \frac{\mu_2}{t} ds, \quad (XII)$$

Die Verlängerung oder Verkürzung der Schwerlinie ist endlich

$$\lambda = \frac{S}{E} \int_{x=nl \text{ bis } x=ml} \frac{dx}{\omega} + \frac{1}{E} \int_{x=nl \text{ bis } x=ml} \frac{(P_1 - px)}{\omega} dy + \frac{1}{E} \int_{x=nl \text{ bis } x=ml} \frac{q(x-nl)}{\omega} dy - \frac{1}{E} \int_{x=ml \text{ bis } x=l} \frac{ql(m-n)}{\omega} dy \dots \dots (XIII)$$

In obigen Formeln XI bis XIII bedeuten die den einzelnen Integralen untergeschriebenen Werthe von X die Grenzen, innerhalb welcher die einzelnen Integrale Geltung haben.

Um schliesslich die Gesamtänderung der Pfeilhöhe eines gebogenen und an den Enden befestigten Balkens zu finden, hat man die Pfeiländerung, welche aus der Verlängerung oder Verkürzung der Schwerlinien resultirt, zu jenem  $v$ , welches aus der Biegung folgt, zu addiren.

Manchmal wird eine oder die andere Grösse, welche hier als gegeben vorausgesetzt wurde, zu bestimmen sein, und dafür irgend eine andere Bedingung gestellt werden; so könnte z. B. die Art der Inanspruchnahme des Balkens gegeben, und die entsprechende Gleichung  $g = f(x)$  der Schwerlinie zu suchen sein (Kettenbrücken); oder es könnte auch noch  $y = f(x)$  gegeben sein, und das entsprechende Gesetz der Variabilität der Belastung  $p$  verlangt werden (Gewölbe) u. s. w.

In allen Fällen werden jedoch obige Gleichungen I bis XIII, ja oft sogar einige derselben hinreichen, die verschiedenen Fragen, welche bei beliebigen auf die mannigfaltigste Art unterstützten Balken gestellt werden können, zu beantworten.

### C) Specielle Fälle.

1. Der Balken werde nur auf Zug oder Druck in Anspruch genommen (Kettenlinie oder natürliche Stützlinie). Biegung gleich Null. Es ist folglich  $M_1 = 0$ ,  $M_2 = 0$ ; ebenso für beliebige Werthe von  $x$ :  $\mu = 0$ ,  $\mu_1 = 0$  und  $\mu_2 = 0$  zu setzen.

Man hat somit zur Bestimmung der einzelnen Unbekannten, zu welchen in diesem Falle auch  $y = f(x)$  gehört, mit Berücksichtigung obiger Beschränkung und der Richtung der einzelnen Kräfte nachstehende Relationen:

$$P_1 + P_2 - pl + ql(m-n) = 0 \dots \dots \dots (I)$$

$$\frac{pl^2}{2} + \frac{ql^2}{2} (m^2 - n^2) + Sa = P_1 l = 0 \dots \dots \dots (II)$$

$$Sy + \frac{px^2}{2} - P_1 x = 0 \dots \dots \dots (III)$$

$$Sy + \frac{px^2}{2} - P_1 x + \frac{q(x-nl)^2}{2} = 0 \dots \dots \dots (IV)$$

$$Sy + \frac{px^2}{2} - P_1 x + ql(m-n) \left( x + \frac{m+n}{2} l \right) = 0 \quad (V)$$

$$N \left\{ \begin{aligned} &= S \cos \gamma + (P_1 - px) \sin \gamma, \dots \dots \dots (x < nl) \\ &= S \cos \gamma + [P_1 - px - q(x - nl)] \sin \gamma, \dots \dots \dots (x > nl \text{ u. } < ml) \\ &= S \cos \gamma + [P_1 - px - ql(m-n)] \sin \gamma, \dots \dots \dots (x > ml) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (VI)$$

$$\Sigma = \frac{N}{\omega}, \dots \dots \dots (VII)$$

$$\lambda = \frac{1}{E} \int_0^l \frac{N}{\omega} ds \dots \dots \dots (VIII)$$

Aus den Gleichungen (I) und (II) folgt zunächst:

$$P_1 = \frac{pl}{2} + \frac{ql}{2} [n^2 - m^2 + 2(m-n)] + \frac{Sa}{l} \dots \dots (1)$$

$$P_2 = \frac{pl}{2} + \frac{ql}{2} (m^2 - n^2) - \frac{Sa}{l} \dots \dots \dots (2)$$

Um nun die Grösse der horizontalen Spannung  $S$ , welche in allen Relationen erscheint, zu finden, muss man für einen bestimmten Werth von  $x$  die zugehörige Ordinate gegeben haben; es sei also für die grösste Ordinate  $h_1 = y$ ,  $x = s$  die zugehörige Abscisse.

Je nachdem nun  $s < nl$  oder  $s > ml$  oder endlich  $s > ml$  ist, hat man zur Auffindung von  $S$  die Gleichung (III), (IV) oder (V) anzuwenden, und man erhält in jedem Falle einen andern Werth für  $S$ , wesshalb bei Lösung der allgemeinen Aufgabe drei verschiedene Fälle unterschieden werden müssen.

Die Relationen (III), (IV) und (V) stellen die Gleichungen der Schwerlinie dar; es entsprechen alle drei Gleichungen Parabeln, deren Achsen mit der Ordinatenachse parallel sind.

Die allgemeine Gleichung einer solchen Parabel heisst

$$Ax^2 + By + Cx + D = 0.$$

Die Abscisse des Scheitels ist dann bekanntlich

$$x = -\frac{C}{2A} \dots \dots \dots (3)$$

Da nun der grössten Ordinate  $h_1$  offenbar ein Scheitel entsprechen muss, so ist natürlich  $s$  einem der drei Werthe gleich, welche man erhält, wenn man für  $A$  und  $C$  die entsprechenden Werthe aus (III), (IV) und (V) in obige Relation (1) setzt.

Es ist also:

$$s = \frac{P_1}{p} \text{ oder } = \frac{P_1 + qnl}{p + q} \text{ oder } = \frac{P_1 - ql(m - n)}{p} \dots (4)$$

Die Gleichung (VI) gestattet eine wesentliche Vereinfachung.

Es ist nämlich der Ausdruck, mit welchem  $\sin \gamma$  multiplicirt erscheint, gleich  $S \frac{dy}{dx} = S \tan \gamma$ , wovon man sich leicht überzeugt, wenn man die Gleichungen (III) bis (V) differenzirt.

$$P_1 \left\{ \begin{aligned} &= pl \cdot \frac{h_1}{a} \left[ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{a}{h_1} \left( 1 + \frac{q}{p} [n^2 - m^2 + 2(m - n)] \right)} \right], \dots \dots \text{für } \frac{P_1}{p} = s < nl; \dots \dots \\ &= (p + q) l \cdot \frac{h_1}{a} \left[ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{a}{h_1(p+q)} \left( p + q(n^2 - m^2 + 2m) - \frac{a}{h_1} qn^2 \right)} \right] - qnl, \text{ für } \frac{P_1 + qnl}{p + q} = s \begin{matrix} > nl \\ < ml \end{matrix} \dots \dots \\ &= ql(m - n) + pl \cdot \frac{h_1}{a} \left[ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{a}{h_1} \left( 1 + \frac{q}{p} (n^2 - m^2 + m - n) - \frac{a}{h_1} (m^2 - n^2) \right)} \right], \text{ für } \frac{P_1 - ql(m - n)}{p} = s > ml. \end{aligned} \right. \dots (A)$$

Verticale Pressung im Aufhängpunkte B:

$$P_2 = pl + ql(m - n) - P_1; \dots \dots (B)$$

horizontale Spannung:

$$S_1 \left\{ \begin{aligned} &= \frac{P_1^2}{2ph_1}, \dots \dots \dots \frac{P_1}{p} = s < nl \\ &= \frac{(P_1 + qnl)^2 - qnl^2(p + q)}{2(p + q)h_1}, \quad \frac{P_1 + qnl}{p + q} = s \begin{matrix} > nl \\ < ml \end{matrix} \\ &= \frac{[P_1 - ql(m - n)]^2 - pq \cdot l^2(m^2 - n^2)}{2ph_1}, \quad \frac{P_1 - ql(m - n)}{p} > ml \end{aligned} \right. \dots (C)$$

Gleichungen der Parabeln

$$S_1 y \left\{ \begin{aligned} &= P_1 x - \frac{px^2}{2}, \dots \dots \dots x < nl. \\ &= (P_1 + qnl)x - (p + q) \frac{x^2}{2} - q \frac{n^2 l^2}{2}, \dots \dots x \begin{matrix} > nl \\ < ml \end{matrix} \\ &= [P_1 - ql(m - n)]x - \frac{px^2}{2} + \frac{ql^2}{2} (m^2 - n^2), x > ml. \end{aligned} \right. \dots (D)$$

Tangente des Neigungswinkels  $\gamma$  eines beliebigen Querschnittes gegen die Verticale:

$$\tan \gamma = \frac{dy}{dx} \dots \dots \dots (E)$$

Normale Pressung in einem Querschnitte, welcher mit der Verticalen den Winkel  $\gamma$  bildet:

$$N = \frac{S}{\cos \gamma} \dots \dots \dots (F)$$

Inanspruchnahme des Materials im genannten Querschnitte per Flächeneinheit:

$$\Sigma = \frac{N}{\omega} \dots \dots \dots (G)$$

Verlängerung oder Verkürzung der Schwerlinie:

$$\lambda = \frac{S}{E} \int_0^l \frac{dx}{\omega \cos^2 \gamma} \dots \dots \dots (H)$$

Man findet also:

$$N = S \cos \gamma (1 + \tan^2 \gamma) = \frac{S}{\cos \gamma} \dots \dots (5)$$

Setzt man nun in den Relationen (III), (IV) und (V) die gleichzeitigen Werthe  $x = s$  und  $y = h_1$ , so erhält man drei Ausdrücke für  $S_1$ , welche den drei Fällen, wo nämlich die grösste Ordinate  $h_1$  der ersten, zweiten oder dritten Parabel angehört, entsprechen.

Diese drei Alternativ-Werthe sind:

$$S_1 \left\{ \begin{aligned} &= \frac{P_1^2}{2ph_1}, \dots \dots \dots (s < nl) \\ &= \frac{P_1^2 + qnl(2P_1 - pnl)}{2(p + q)h_1}, \dots \dots \dots \left( s \begin{matrix} > nl \\ < ml \end{matrix} \right) \\ &= \frac{[P_1 - ql(m - n)]^2 - pql^2(m^2 - n^2)}{2ph_1}, \dots \dots (s > ml) \end{aligned} \right. \dots (6)$$

Mit diesen Werthen von  $S_1$  findet man nun aus Gleichung (1) ebenfalls drei Werthe für  $P_1$ , welche an dieselben Beschränkungen gebunden sind, wie die obigen Werthe  $S_1$ .

Zur Lösung einer bestimmten Aufgabe dienen dann folgende möglichst vorbereitete Formeln;

Verticale Pressung im Aufhängpunkte A:

Die Anwendung obiger Formeln wird die Berechnung eines bestimmten Beispiels am deutlichsten zeigen.

Man habe z. B. die Lage und Inanspruchnahme respective den Querschnitt einer Kette zu bestimmen, wenn (Figur 1 Bl. F, im Texte) die Coordinaten des zweiten Aufhängpunktes  $AE = l = 80^\circ$ ,  $BE = a = 4^\circ$ , die grösste Ordinate  $h_1 = 6^\circ$ ; die Constructionslast per laufende Klafter  $p = 150$  Centner; die zufällige Belastung per laufende Klafter  $q = 300$  Centner beträgt, und wenn die zufällige Belastung nur über das mittlere Drittel  $FG$  der Spannweite ausgebreitet ist, d. h. wenn  $n = \frac{1}{3}$  und  $m = \frac{2}{3}$  ist.

Die grösste Ordinate wird hier voraussichtlich in das zweite Drittel der Spannweite, also in das mehr belastete Stück fallen, und man hat also nach dem zweiten Ausdrucke unter (A):

$$P_1 = (p + q) l \frac{h_1}{a} \times$$

$$\times \left[ 1 \pm \sqrt{1 - \frac{a}{h_1(p+q)} \left( p + q(n^2 - m^2 + 2m) - \frac{a}{h_1} qn^2 \right)} \right] - qnl,$$

woraus mit obigen Zahlenwerthen

$$P_1 = 13364 \text{ Centner}$$

folgt. Ferner wird:

$$\frac{P_1 + qnl}{p + q} = \frac{21364}{450} = 47^\circ, 47' > nl = 26^\circ, 6' < ml = 53^\circ, 3'$$

also obige Voraussetzung richtig.

Nun ist die verticale Pressung:

$$P_2 = pl + ql(m - n) - P_1 = 6636 \text{ Ctr.},$$

und die horizontale Spannung nach dem zweiten Ausdruck unter (C):

$$S = \frac{(P_1 + qnl)^2 - q(p+q)n^2l^2}{2(p+q)h_1} = 67140 \text{ Ctr.}$$

Die Gleichungen der Parabeln sind nach den Gleichungen (D), (E) und (F):

$$y = 0,1995x - 0,001118x^2 \dots x < 26,66$$

$$y = 0,319x - 0,03354x^2 - 1,589 \dots x > 26,66$$

$$y = 0,080x - 0,001118x^2 + 4,766 \dots x > 53,33$$

Die tangentielle Spannung der Kette ist nach Gleichung (F) ein Maximum, wenn  $\gamma$  ein Maximum wird, was im Aufhängepunkte A, d. h. für  $x = 0$  der Fall ist; man findet hier für  $\tan \gamma = 0,1995$  und  $\cos \gamma = 0,981$ . Es ist somit:

$$N_{\max} = \frac{67140}{0,981} = 68440 \text{ Ctr.}$$

Die Verlängerung der Kette erhält man mit hinreichender Genauigkeit, da  $\frac{S}{\cos \gamma} = N$ ,  $\cos \gamma$  immer sehr nahe = 1 und  $\omega$  constant ist, aus der einfacheren Formel

$$\lambda = \frac{N}{\omega E} \int dx = \frac{NL}{\omega E}.$$

Sehr interessant ist der Umstand, dass sich, wenn man erst  $P_1$  und  $s$  durch Rechnung gefunden hat, die übrigen Kräfte  $P_2$  und  $S$  und die Tangenten für die wichtigsten Punkte der Curve durch einfache graphische Constructionen bestimmen lassen.

In Figur 1 (Blatt F im Texte) ist obiges Beispiel graphisch durchgeführt. Es ist also  $AE = l = 80^\circ$ ,  $EB = a = 4^\circ$ ,  $AF = nl = 26^\circ,66$ ,  $AG = ml = 53^\circ,33$ ,  $AH = s = 47^\circ,47$ ,  $p = 150$  Ctr. und  $q = 300$  Ctr. per laufende Klafter.

Führt man durch  $H$  eine Verticale und schneidet ein Stück  $HJ = h_1$  ab, so bildet  $J$  den Scheitel der Curve, und es ist für diesen Punkt die Tangente horizontal.

Sucht man nun auf jeder Seite des Scheitels die Resultirenden (durch Rechnung oder durch Construction) und verlängert diese, bis sie die durch  $J$  gezogenen Tangenten in  $M$  und  $N$  treffen, so sind  $M$  und  $N$  Punkte der Tangenten in den Aufhängepunkten.

Die beiden Tangenten  $AM$  und  $BN$  schneiden sich in einem Punkte  $O$  der Resultirenden aus der Gesamtbelastung, und da diese hier in der halben Länge liegt, so braucht man eine der frühern Resultirenden gar nicht zu bestimmen, sondern man kann von der Kenntniss, dass die beiden Tangenten  $AM$  und  $BN$  sich in der halben Spannweite schneiden, Gebrauch machen.

Halbirt man ferner  $AF$ ,  $FH$ ,  $HG$  und  $GE$  und zieht durch die Halbierungspunkte verticale Linien, bis sie die früher gefundenen Tangenten treffen, so sind diese Durchschnittspunkte der Tangenten in den Trennungspunkten  $K$  und  $L$  der drei verschiedenen Parabelstücke.

Verlängert man jede der Tangenten in den Aufhängepunkten, bis sie die durch die andern Aufhängepunkte gezogene Verticale schneidet, so verhalten sich die Stücke  $AE : EU : VW = S_1 : P_1 : P_2$ . Hat man also eine dieser Kräfte, z. B.:  $P_1$  gerechnet, so findet man  $S_1$  und  $P_2$  durch einfaches Messen.

Die Richtigkeit dieser Constructionen lässt sich leicht mit Hilfe der obigen allgemeinen Formeln beweisen; ist jedoch

auch aus dem Umstande leicht erklärlich, dass für ein beliebiges Kettenstück die Tangenten an dessen Endpunkten sich in der Resultirenden aus der Belastung desselben schneiden.

Zur Vervollständigung der Untersuchungen über bewegliche Kettenträger mögen noch folgende speciellere Fälle besonders betrachtet werden.

a) Es ist über die ganze Projection nur eine Last  $p$  gleichförmig vertheilt, d. h. es ist  $q = 0$ .

Unter dieser Voraussetzung gehen obige allgemeine Gleichungen A bis H in folgende einfachere über:

Verticaler Druck in A:

$$P_1 = pl \frac{h_1}{a} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{a}{h_1}} \right).$$

Verticaler Druck in B:

$$P_2 = pl - P_1.$$

Horizontale Spannung:

$$S_1 = \frac{P_1^2}{2ph_1} = \frac{pl^2}{a} \left[ \frac{h_1}{a} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{a}{h_1}} \right) - \frac{1}{2} \right].$$

Gleichung der Parabel:

$$y = \frac{P_1}{S_1} x - \frac{p}{2S_1} x^2 = \frac{ph_1}{P_1} \left( 2x - \frac{p}{P_1} x^2 \right).$$

Abscisse des Scheitels:

$$x_1 = \frac{P_1}{p} = l \frac{h_1}{a} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{a}{h_1}} \right).$$

Tangente des Aufhängewinkels A:

$$\tan \gamma_1 = \frac{2ph_1}{P_1}.$$

Tangente des Aufhängewinkels B:

$$\tan \gamma_2 = \frac{P_2}{P_1} \tan \gamma = \frac{2(h_1 - a)p}{pl - P_1}.$$

Tangentialspannung:

$$N = \frac{S}{\cos \gamma} = S \left[ 1 + \left( \frac{ph_1}{P_1} \right)^2 \left( 1 - \frac{p}{P_1} x \right)^2 \right] \\ = S + \frac{ph_1}{2} \left( 1 - \frac{p}{P_1} x \right).$$

b) Es ist bloß über einen Theil der Projection eine Last  $q$  gleichförmig vertheilt, d. h. es ist  $p = 0$  oder kann vernachlässigt werden.

In diesem Fall wird der Scheitel in dem belasteten Theile liegen, und somit von den obigen drei Alternativ-Werthen stets der zweite gelten. Es ist somit:

Verticaler Druck in A:

$$P_1 = ql \frac{h_1}{a} \left[ 1 - \sqrt{1 - \frac{a}{h_1} (n^2 - m^2 + 2m) - \frac{a^2}{h_1^2} n^2} \right] - qnl.$$

Verticaler Druck in B:

$$P_2 = ql(m - n) - P_1.$$

Horizontale Spannung:

$$S = \frac{P_1}{2qh_1} (P_1 + 2qnl)$$

Gleichung des Parabelstückes 1:

$$y = \frac{P_1}{S_1} x = \frac{2qh_1}{P_1 + 2qnl} \cdot x \text{ (gerade Linie);}$$

Tangente des Neigungswinkels

$$\tan \gamma_1 = \frac{2qh_1}{P_1 + 2qnl}$$

Gleichung des Parabelstückes 2:

$$y = \frac{P_1 + qnl}{S_1} x - \frac{q}{2S_1} x^2 - \frac{q}{2S_1} nl^2.$$

Abscisse des Scheitels:

$$x_1 = \frac{P_1 + qnl}{q} = \frac{P_1}{q} + nl.$$

Gleichung des Parabelstückes 3:

$$y = \frac{P_1 - ql(m-n)}{S_1} x + \frac{ql^2}{2S_1} (m^2 - n^2) \text{ (gerade Linie);}$$

Tangente des Neigungswinkels

$$\tan \gamma_2 = \frac{P_1 - ql(m-n)}{S_1}.$$

Die Geraden (1) und (3) bilden Tangenten in den Endpunkten des Parabelstückes (2).

c) Die beiden Aufhängpunkte liegen gleich hoch, d. h. es ist  $a = 0$ . Da dieser Fall wohl am häufigsten vorkommt, so soll er möglichst ausführlich behandelt werden.

Zunächst gehen die Formeln (A) und (B) in folgende einfachere über:

Verticaler Druck in A:

$$P_1 = \frac{pl}{2} + \frac{ql}{2} [2(m-n) - m^2 + n^2],$$

Verticaler Druck in B:

$$P_2 = \frac{pl}{2} + \frac{ql}{2} (m^2 - n^2) = pl + ql(m-n) - P_1.$$

Die übrigen Formeln bleiben, wenn keine weiteren Bedingungen gegeben sind, genau dieselben, wie sie oben unten (C bis H) angeführt sind, wesshalb sie hier nicht wiederholt werden.

In der Praxis handelt es sich hauptsächlich nur um die grösste Inanspruchnahme und um die grösste Deformation der Curve; es sollen also hier jene Belastungsarten, für welche obige Bedingungen eintreten, besonders in Betracht gezogen werden.

Die grösste Inanspruchnahme der Kette erfolgt bei gänzlicher Belastung der Projection mit  $p + q$  per laufende Klafter. Die grösste Deformation der Curve hat statt, wenn die zufällige Belastung von einem Ende so weit fortschreitet, bis der Abstand der Resultirenden aus der Constructions- und zufälligen Last von der Mitte ein Maximum wird, oder in dem Falle, wo die zufällige Belastung symmetrisch gegen die Mitte angebracht ist, wenn obige Bedingung bezüglich der halben Länge erfüllt wird, d. h. wenn die Abweichung der Resultirenden in der einen Hälfte von der Mitte derselben ein Maximum wird.

Der Abstand der Resultirenden von der Mitte der Spannweite wird ausgedrückt, wenn  $n = 0$  ist, durch

$$d = \frac{ql^2 m (1-m)}{2(pl + qml)},$$

und ist ein Maximum für

$$m = \frac{p}{q} \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right),$$

d. h., wenn die zufällige Belastung über ein Stück

$$ml = \frac{p}{q} l \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right)$$

reicht.

Ganz die gleiche Länge des mehrbelasteten Stückes erhält man auch im zweiten Falle, wo die zufällige Belastung

symmetrisch gegen die Mitte angebracht ist, und der Abstand der Resultirenden einer Hälfte von der Mitte letzterer ein Maximum wird; es ist also hiefür

$$(m-n)l = \frac{p}{q} l \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right)$$

zu setzen.

Im Folgenden sind die Formeln zur Bestimmung der Inanspruchnahme und Formveränderung für die erwähnten praktisch wichtigsten Fälle der grössten Inanspruchnahme und grössten Deformation besonders zusammengestellt.

1. Die zufällige Belastung ist über die ganze Projection der Kette ausgedehnt. Es ist also die Belastung per Längeneinheit der Projection ( $p + q$ ),  $n = 0$ ,  $m = 1$ ; ferner sei die normale Pfeilhöhe  $CD = h$ .

Es wird für diesen Fall:

der verticale Druck in den Aufhängpunkten:

$$P_1 = P_2 = (p + q) \frac{l}{2},$$

die horizontale Spannung:

$$S = (p + q) \frac{l^2}{8h};$$

die Gleichung der Parabel:

$$y = \frac{4h}{l^2} (lx - x^2),$$

die tangentielle Spannung der Kette:

$$N = S \cdot \sqrt{1 + \left( \frac{dy}{dx} \right)^2} = \frac{S}{\cos \gamma},$$

die Verlängerung der Kette:

$$\lambda = \frac{S}{\omega E} \int_0^l \left( 1 + \frac{dy}{dx} \right)^2 dx = \frac{Sl}{\omega E} \left[ 1 + \frac{16}{3} \left( \frac{h}{l} \right)^2 \right],$$

$$\text{und genau genug} = \frac{Sl}{\omega E},$$

die zugehörige Pfeilhöhe annähernd:

$$h_1 = 0,6123 \sqrt{(L + \lambda - l)l}.$$

Setzt man in obigen Formeln  $h_1$  statt  $h$ , so erhält man zwar genauere Resultate, aber die Differenz ist so unbedeutend, dass man in der Praxis die nochmalige Rechnung nicht nöthig hat.

2. Die zufällige Belastung ist von einem Aufhängpunkte aus über ein Stück

$$ml = \frac{p}{q} l \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right),$$

wofür die Deformation der Kette ein Maximum wird, vertheilt. Man hat hiefür in den allgemeinen Formeln

$$n = 0, m = \frac{p}{q} \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right) \text{ und } a = 0$$

zu setzen, und erhält somit:

den verticalen Druck im Aufhängpunkte A:

$$P_1 = p \frac{l}{2} + ql \left( m - \frac{m^2}{2} \right) = ml(p + q),$$

in B:

$$P_2 = p \frac{l}{2} + ql \frac{m^2}{2} = pl(1 - m);$$

Abscisse des Scheitels (auch Angriffspunkt der Resultirenden aus der Gesamtbelastung):

$$s = \frac{P_1}{p + q} = ml;$$

horizontale Spannung:

$$S = \frac{1}{2h} \frac{P_1}{p+q} = \frac{ml^2(p+q)}{2h} = \frac{l^2(1-m)^2}{2h} p.$$

Gleichungen der Parabeln bezüglich des Punctes A:

$$y = \frac{P_1}{S} x - \frac{p+q}{2S} x^2 = \frac{2h}{m^2 l^2} \left( mlx - \frac{x^2}{2} \right)$$

und

$$y_1 = \frac{P_1}{S} x - \frac{qlm}{S} x - \frac{px^2}{2S} + \frac{qml^2}{2S} = \frac{2h}{l^2(1-m)^2} \left( (1-m)l(l-x) - \frac{(l-x)^2}{2} \right);$$

Tangentiale Spannung der Kette:

$$N = S \sqrt{1 + \left( \frac{dy}{dx} \right)^2} = \frac{S}{\cos \gamma};$$

Verlängerung der Kette:

$$\lambda = \frac{S}{\omega E} \int_0^m \left[ 1 + \left( \frac{dy}{dx} \right)^2 \right] + \frac{S}{\omega E} \int_m^l \left[ 1 + \left( \frac{dy_1}{dx} \right)^2 \right] = \frac{Sl}{\omega E} \left\{ 1 + \frac{4}{3} \left[ \left( \frac{h}{ml} \right)^2 + \left( \frac{h}{l(1-m)} \right)^2 \right] \right\} \text{ oder } = \frac{SL}{\omega E};$$

zugehörige Pfeilhöhe annähernd:

$$h_1 = 0,866 \sqrt{(L + \lambda - l)l(1 - 2m + 2m^2)}.$$

Auch hier erhält man richtigere Resultate, wenn man in obigen Formeln  $h_1$  statt  $h$  setzt.

Interessant ist, dass bei der vorausgesetzten Belastungsart beide Parabeln einen gemeinschaftlichen Scheitel besitzen, dass die Belastung einer jeden Parabel gleichzeitig den verticalen Druck in ihrem Aufhängpunkte vorstellt, und dass der Scheitel ein Punct der Resultirenden aus der Gesamtbelastung ist.

3. Die zufällige Belastung erstreckt sich symmetrisch gegen

die Mitte über ein Stück  $(m-n)l = \frac{p}{q}l \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right)$ , wofür wieder die Deformation ein relatives Maximum wird. Man hat also in den allgemeinen Formeln zu setzen:

$$n = \frac{1 - (m-n)}{2} = \frac{1 - \frac{p}{q} \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right)}{2},$$

$$m-n = \frac{p}{q} \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1$$

und

$$m = \frac{1 + \frac{p}{q} \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right)}{2},$$

und findet dann:

den verticalen Druck in den Aufhängpunkten:

$$P_1 = P_2 = \frac{pl}{2} \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right) = \frac{pl}{2} \sqrt{1 + \frac{q}{p}};$$

die horizontale Spannung:

$$S = \frac{(p+q)l^2}{8h} - \frac{ql^2}{8h} \left[ 1 - \frac{p}{q} \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right) \right]^2 = \frac{pl^2}{4h} \left( \frac{p+q}{q} \right) \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right) = (m-n)(p+q) \frac{l^2}{4h};$$

Gleichung des ersten Parabelstückes auf den Aufhängpunkt A bezogen:

$$y = \frac{2h}{l^2} \frac{q}{p+q} \cdot \frac{1}{\left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right)} \times$$

$$\times \left( lx \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - x^2 \right) = \frac{p}{2S} \left( lx \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - x^2 \right);$$

Coordinationen des Scheitels:

$$x' = \frac{l}{2} \sqrt{1 + \frac{q}{p}}, \quad y' = \frac{pl^2}{8S} \left( 1 + \frac{q}{p} \right);$$

Gleichung des mittleren Parabelstückes:

$$y_1 = h - \frac{2h}{l^2} \frac{1}{\frac{p}{q} \sqrt{1 + \frac{q}{p}}} \left( \frac{l}{2} - x_1 \right)^2 = h - \frac{p+q}{2S} \left( \frac{l}{2} - x_1 \right)^2,$$

oder auf den Scheitel bezogen:

$$y_2 = \frac{p+q}{2S} x_2^2;$$

tangentiale Spannung der Kette:

$$N = S \sqrt{1 + \left( \frac{dy}{dx} \right)^2} = \frac{S}{\cos \gamma};$$

Verlängerung der Kette hinreichend genau:

$$\lambda = \frac{SL}{\omega E};$$

zugehörige Pfeilhöhe annähernd:

$$h_1 = \sqrt{\frac{n+3m}{8m} (L + \lambda - l)l}.$$

Auch hier erhält man richtigere Resultate, wenn man in den früheren Gleichungen nun  $h_1$  statt  $h$  setzt.

Die Parabelstücke sind in allen drei Fällen sehr leicht nach der weiter oben angegebenen Construction graphisch darzustellen; denn es ist die Lage des Scheitels bekannt oder sehr leicht zu bestimmen, ebenso die Grössen  $m$  und  $n$ , mit welchen man dann  $h_1$  findet.

Ist z. B.  $q = 2p = 300$  Cnt. pro laufende Klafter,  $l = 80^0$ ,  $h = 8^0$ , und

$$L = l \left[ 1 + \frac{8}{3} \left( \frac{h}{l} \right)^2 \right] = 82,128 \text{ Klfr.}$$

so findet man für die vollständige zufällige Belastung:

$$P_1 = P_2 \cdot 450.40 = 18000 \text{ Cent.},$$

$$S = 450 \cdot \frac{80.80}{8.8} = 45000 \text{ „}$$

und wenn man für sehr gutes Schmiedeeisen  $\frac{S}{\omega} = \frac{1}{3}$  der Elasticitätsgrenze  $= 80$  Cnt., und  $E = 200000$  Cnt. nimmt:

$$\lambda = \frac{80.82,13}{200000} = 0,033 \text{ Klaft.},$$

also für die zufällige Belastung:  $\lambda_1 = 0,022$ ;

$$h_1 = 0,6123 \sqrt{(82,15 - 80) 80} = 8,0273 \text{ Klaft.}$$

Ist die zufällige Belastung nur an einem Ende über ein Stück

$$ml = \frac{p}{q} l \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right) = \frac{1}{2} \cdot 80 \cdot (\sqrt{3} - 1) = 29,28 \text{ Klfr.}$$

ausgebreitet, so ist:

$$P_1 = 29,28 \cdot 450 = 13176 \text{ Cent.};$$

$$P_2 = 50,72 \cdot 150 = 7608 \text{ „}$$

$$S = \frac{29,28^2 \cdot 450}{16} = 24100 \text{ Cent.},$$

wovon 15000 Centner schon da sind, wenn keine zufällige Belastung vorhanden ist:

Die Ausdehnung ist also:

$$\lambda = 0,033 \times \frac{9100}{45000} = 0,00667,$$

und die Pfeilhöhe:

$$h_1 = 0,866 \sqrt{(2,135) 80 \cdot 0,54} = 8,313 \text{ Klaft.}$$



Fig. 2 zeigt die Kettenlinie, wie sie dem betrachteten Falle entspricht. Die Construction ist folgende: man berechnet die Länge  $AH = \frac{p}{q} l \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right)$ , trägt  $HJ = h_1$  auf, macht  $JO = HJ = h_1$ , verbindet  $O$  mit  $A$  und  $B$ , so sind  $AO$  und  $BO$  die Tangenten in den Aufhängpunkten. Ebenso einfach wären diese Tangenten durch die Punkte  $M$  und  $N$  zu bestimmen, denn man hat nur  $AH$  und  $HB$  zu halbiren, und die Verticalen  $mM$  und  $nN$  zu ziehen. Verbindet man die Halbierungspunkte der bis jetzt gefundenen Tangenten, so erhält man weitere Tangenten an die Parabel, wodurch die Parabeln selbst höchst einfach gezeichnet werden können.

Ist endlich die zufällige Belastung in der Mitte über ein Stück

$$\frac{p}{q} l \left( \sqrt{1 + \frac{q}{p}} - 1 \right) = 29,28 \text{ Klast.}$$

vertheilt, so findet man:

$$P_1 = P_2 = 10392 \text{ Cent.}$$

$$S = \frac{29,28 \cdot 80 \cdot 450}{4 \cdot 8} = 32940 \text{ Cent.,}$$

wovon 15000 Centner auf die Constructionslast entfallen; folglich ist:

$$\lambda = 0,033 \frac{17940}{4500} = 0,013,$$

und daher:

$$h_1 = \sqrt{\frac{n+3m}{8m}} (L + \lambda - l) l = \\ = \sqrt{\frac{151,24}{335,68}} \cdot 2,141 \cdot 80 = 8,775 \text{ Klast.}$$

Die Construction der Kettenlinie ist für diese letztere Belastungsart aus Fig. 3 ersichtlich. Der Scheitel liegt in der halben Spannweite, die Resultirende aus den Belastungen einer Hälfte fällt mit dem Anfangspunkte  $F$  oder  $G$  der zufälligen Last zusammen. Trägt man also die Pfeilhöhe  $HJ = h_1$  auf, zieht durch  $J$  eine Horizontale, welche die beiden Resultirenden in  $M$  und  $N$  schneidet, so sind  $AM$  und  $BN$  die Tangenten in den Aufhängpunkten. Die weitere Construction ist der obigen analog.

In Fig. 4 sind die beiden frühern Kettenlinien mit der normalen zusammengestellt, um die grössten Deformationen, welche während der Befahrung einer Kettenbrücke eintreten, anschaulich zu machen.

## Construction der Kurbeln für Dampfmaschinen nach Armengaud.

Von A. Frank.

(Mit Zeichnungen auf Blatt F im Texte.)

Die Kurbeln oder Krummzapfen sind bekanntlich jene Bestandtheile der Dampfmaschinen, welche die Bestimmung haben, die Kraft des Kolbens durch Vermittlung einer Schubstange auf die Triebwelle zu übertragen, welche die so aufgenommene Bewegung den verschiedenen Nutzmanischen mitzutheilen hat.

Die Kurbeln sind entweder aus Guss- oder Schmiedeisen, und bestehen aus folgenden drei Theilen: der Nabe, dem Arm und der Hülse.

Die Dimensionen der Nabe sind natürlich von dem Durchmesser des Wellzapfens abgeleitet; jene der Hülse von dem Durchmesser des Zapfens, der die Schubstange mit der Kurbel vereinigt. Die Abmessungen des Armes endlich, der die Nabe mit der Hülse verbindet, sind in Uebereinstimmung mit diesen zwei Theilen.

Wir haben die Verhältnisse festzustellen versucht, die zwischen den verschiedenen Theilen der Kurbeln, sowohl der stabilen als auch der Schiffsmaschinen, bestehen sollen, indem wir als Grundlage der Berechnungen den Durchmesser des Wellzapfens und jenen des Kurbelzapfens annehmen. Folglich, wenn man diese zwei Durchmesser und den Halbmesser des Warzenkreises, d. i. den Abstand der Mittelpunkte der beiden Zapfen kennt, so ist man mit Hilfe der practischen Formeln, welche wir geben werden, im Stande, alle Dimensionen der Kurbel zu berechnen.

Da die Wellen, auf welchen die Kurbeln montirt werden, entweder Guss- oder Schmiedeisen sind, und sich die Dimensionen nach dem Materiale ändern, so muss man bei Berechnung der Kurbeln darauf Rücksicht nehmen.

Durchmesser des Zapfens der Triebwelle. — Die Kurbeln üben auf die Wellen, von welchen sie getragen werden, beträchtliche Torsionskräfte aus. Dem zufolge ist der Durchmesser des Zapfens nicht nach der Belastung zu berechnen, die derselbe zu tragen hat, sondern diese Dimension ist aus den viel grössern Torsionskräften abzuleiten. Wir geben zu der Bestimmung gusseiserner Wellzapfen folgende Formel:

$$D = \sqrt[3]{\frac{C}{N} \times 6859}, \dots \dots \dots (1)$$

in welcher  $D$  den gesuchten Durchmesser in Centimetern,

$C$  die Anzahl Pferdekräfte \*) der Maschine,

$N$  die Rotationszahl per Minute der Welle bezeichnen.

Für Zapfen schmiedeiserner Wellen nimmt man statt des Coefficienten 6859 jenen 4096, und die Formel wird:

$$D = \sqrt[3]{\frac{C}{N} \times 4096} \dots \dots \dots (2)$$

Kurbelzapfen. — Der in die Hülse eingesetzte Zapfen wird gegenwärtig beinahe ausschliesslich aus Schmiedeisen hergestellt.

Man hat ihn früher auch aus Gusseisen angefertigt, besonders bei den Watt'schen Niederdruckmaschinen; allein jetzt, da die Dampfmaschinen allgemein Hochdruckmaschinen sind, wäre es nicht klug, das sprödere Gusseisen zu verwenden.

Der Durchmesser dieses Zapfens wird nach dem Drucke berechnet, den die Schubstange auf ihn ausübt.

Nach einem englischen Autor, M. Robertson, bestimmt man den Durchmesser des Kurbelzapfens bei den Watt'schen Balanciermaschinen nach der Formel:

$$d = 3,2 \sqrt[3]{\frac{18}{14} \cdot Q},$$

\*) Eine Pferdekraft zu 75 Kilogrammen per Secunde.

in welcher  $d$  den Durchmesser in Centimetern,  $Q$  den auf den Kurbelzapfen ausgeübten Druck in metrischen Centnern darstellt.

Nach dieser Formel wäre der Durchmesser des schmiedeisernen Kurbelzapfens, der einem Drucke von 3600 Kilogr. oder 36 metrischen Centnern unterworfen ist:

$$d = 11,48 \text{ Centim.} = 115 \text{ Millim.},$$

oder wenn der Druck auf den Zapfen 9500 Kilogramme beträgt, wird:

$$d = 15,87 \text{ Centim.} = 159 \text{ Millim.}$$

Morin gibt im Aide Mémoire die Regel an, dass man den Zapfen einer Kurbel ohne Furcht mit 50 Kilogrammen per Quadratcentimeter belasten kann, welche Regel zu folgender Formel führt:

$$d = 0,16\sqrt{Q},$$

wo  $d$  den Durchmesser in Centimetern,  $Q$  den Druck in Kilogrammen bezeichnet.

Wenn wir, wie oben, einen Druck von 9500 Kilogrammen voraussetzen, finden wir nach dieser Formel den Durchmesser:

$$d = 15,58 \text{ Centim.} = 156 \text{ Millim.}$$

Nach vielen Untersuchungen, die wir an anerkannt guten Maschinen gemacht haben, sind wir auf folgende Formel geführt worden:

$$d = 3\sqrt[3]{Q}, \quad (3)$$

in welcher  $d$  den Durchmesser in Centimetern,  $Q$  den totalen Druck, dem der Zapfen ausgesetzt ist, in metrischen Centnern bezeichnet.

Diese Formel erleidet eine kleine Veränderung, wenn der Durchmesser des Kurbelzapfens einer Schiffsdampfmaschine zu bestimmen ist.

Die Bestandtheile der Schiffsmaschinen sind immer mehr oder minder beträchtlichen Erschütterungen ausgesetzt, es ist daher klug, die Dimensionen etwas zu vergrössern.

So nehmen wir statt des Coefficienten 3 den grössern 3,3; und die Formel geht über in:

$$d = 3,3\sqrt[3]{Q} \quad (4)$$

Länge des Well- und Kurbelzapfens. — Die Länge des Kurbelzapfens oder jenes Theiles desselben, der von Lagern der Schubstange umschlossen ist, wird im allgemeinen um  $\frac{1}{4}$  grösser gemacht als dessen Durchmesser.

Folglich, wenn man diese Länge  $S$  nennt, hat man:

$$S = 1,25 d \quad (5)$$

Ist z. B. der Durchmesser  $d = 0,16$ , so würde die Länge  $S = 0,16 \times 1,25 = 0,20$ , oder  $S = 20$  Centim.

Es erlaubt zuweilen der Mangel an Raum nicht, dass dieses Verhältniss eingehalten wird; allein unter dieser Grenze zu bleiben gereicht der Maschine sicher nicht zum Vortheile; denn je kürzer der Zapfen ist, desto grösser ist seine Abnutzung.

Bei dem Wellzapfen, welcher bedeutenden Torsionskräften unterliegt, ist man ebenfalls an eine bestimmte Länge gebunden. Eine grosse Länge vermehrt bei Torsionskräften die Wahrscheinlichkeit eines Bruches, es ist daher rathlich, sich mit der Länge desselben innerhalb der Grenzen 1,2 bis 1,25 des Durchmessers zu halten.

Dimensionen schmiedeiserner Kurbeln.

Nabe und Arm. — Nachdem man mittelst der angegebenen Formeln im Stande ist, die zwei Durchmesser zu

bestimmen, welche wir als Basis unserer weiteren Berechnungen annehmen, gehen wir zur Bestimmung der Abmessungen der Nabe über. Die Nabe ist jener Theil der Kurbel, welcher auf die Triebwelle aufgekeilt wird.

Bezeichnen wir mit  $D'$  den innern Durchmesser der Nabe; mit  $E$  ihre Fleischdicke um die Welle; mit  $L$  ihre Länge in der Richtung der Achse gemessen; mit  $A$  die Breite des Armes im Mittelpunkte der Nabe, und endlich mit  $H$  seine entsprechende Dicke, so kann man für diese Theile folgende Verhältnisse annehmen:

Der innere Durchmesser der Nabe muss genau nach der Dicke des Wellkopfes ausgebohrt sein; da dieser ungefähr um  $\frac{1}{10}$  grösser ist als der Zapfen, so ist:

$$D' = 1,1 D + 10 \text{ Millim.} \quad (6)$$

oder besser der Radius

$$R' = \frac{D'}{2} = 0,55 D + 5 \text{ Millim.}$$

Die Länge der Nabe soll ungefähr um  $\frac{1}{4}$  grösser sein als der Durchmesser des Wellzapfens, damit die Kurbel einen genügenden Sitz auf der Welle erhalte, man hat daher:

$$L = 1,2 D \quad (7)$$

Die Länge multiplicirt mit der Dicke muss wenigstens einen Querschnitt geben, der  $\frac{2}{3}$  von dem des Zapfens ist, es ist also:

$$E \cdot L = \frac{2}{3} \cdot \frac{D^2 \pi}{4} \text{ oder:}$$

$$E = \frac{2 \pi D^2}{3 \cdot 4 \cdot 1,2 D} = \frac{\pi D}{7,2} = 0,436 D \quad (8)$$

Der im Mittelpunct der Welle gemessene Querschnitt des Armes soll dem Querschnitt der Nabe gleich gemacht werden, folglich:

$$A \times H = L \times E;$$

woraus man leicht findet:

$$A = 1,3 D \quad (9)$$

$$\text{und } H = \frac{\pi D}{3,9} = \frac{3,14 D}{3,9} = 0,805 D \quad (10)$$

Verhältnisse der Hülse. — Wie wir schon oben bemerkt haben, werden die Dimensionen der Hülse von dem Durchmesser des Kurbelzapfens abgeleitet. Bezeichnen wir:

mit  $d'$  den innern Durchmesser der Hülse;

mit  $l$  die Länge derselben;

mit  $e$  die Fleischdicke um den Kegel;

endlich mit  $a$  und  $h$  die zwei Abmessungen des Armes im Mittelpunkte der Hülse.

Wenn der Zapfen durch einen conischen Ansatz und eine Schraubenmutter in der Hülse festgehalten wird, wie es in Fig. 1, 2, 3 und 4 verzeichnet ist, so wird der grösste Durchmesser des Kegels, also auch der innere der Hülsenbohrung

$$d' = d \text{ gemacht.} \quad (11)$$

Die Länge kann ungefähr um  $\frac{1}{3}$  grösser gemacht werden, als der Durchmesser, damit dem kegelförmigen Ansatz eine genügende Sitzfläche geboten wird; man hat daher:

$$l = 1,3 d \quad (12)$$

Der Querschnitt der Hülse soll wenigstens gleich  $\frac{2}{3}$  von jenem des Zapfens sein; man findet leicht

$$e = \frac{\pi d}{6,2} = \frac{3,14 d}{6,2} = 0,5 d \quad (13)$$

Der Querschnitt des Armes im Mittelpunkte der Hülse kann auf  $\frac{2}{3}$  des Hülsequerschnittes reducirt werden, es wird dann:

$$a = 1,3 d \quad (14)$$

und 
$$h = 2 \frac{\pi d}{9,3} = \frac{6,28 d}{9,3} = 0,675 d \quad (15)$$

Dimensionen gusseiserner Kurbeln. — Diese Kurbeln sind im allgemeinen auch auf gusseiserne Wellen montirt; ihre Dimensionen müssen stärker gehalten sein, wenigstens an gewissen Theilen als bei schmiedeisernen Kurbeln.

Um diese Verschiedenheit recht beurtheilen zu können, setzen wir für beide Systeme eine schmiedeiserner Welle voraus; die Formeln werden dann für die Nabe:

Durchmesser der Nabe:  $D' = 1,1 D + 10 \quad (16)$

Länge derselben:  $L = 1,2 D \quad (17)$

Ihre Fleischdicke:  $E = \frac{1}{4} \pi D = 0,523 D \quad (18)$

Breite des Armes:  $A = 1,55 D \quad (19)$

Dicke des Armes:  $H = 1,02 D \quad (20)$

Für die Hülse:

Durchmesser derselben:  $d' = d \quad (21)$

Länge derselben:  $l = 1,3 d \quad (22)$

Fleischdicke derselben:  $e = \frac{1}{4} \pi D = 0,628 d \quad (23)$

Breite des Armes:  $a = 1,5 d \quad (24)$

Dicke des Armes:  $h = 1,1 d \quad (25)$

Adjustirung der Kurbel auf die Welle. — Wie schon früher einmal bemerkt wurde, muss die Nabe der Kurbel genau nach der Dicke des Wellkopfes ausgebohrt werden, auf welchen diese mittelst eines Keiles  $c$  Fig. 1, 2, 3 und 4 befestigt wird, welcher mit  $\frac{1}{4}$  seiner Dicke in die Nabe und mit  $\frac{1}{2}$  derselben in den Wellkopf dringt. Die Dimensionen dieses Leibes wurden bisher noch keinen genauen Regeln unterworfen; daher kam es öfters, dass Mechaniker dieselben zu schwach annehmen, besonders in Bezug auf ihre Breite, und dann in die Nothwendigkeit versetzt waren, zwei ja sogar drei Keile statt einem bei derselben Kurbel anzubringen.

Im Allgemeinen genügt ein einziger Keil, wenn man ihm als Breite  $\frac{1}{2}$  oder noch besser  $\frac{1}{3}$  des Zapfendurchmessers gibt; seine Dicke kann  $\frac{1}{3}$  seiner Breite betragen. Bei sehr starken Maschinen kann man auch zwei Keile anbringen.

Befestigung des Kurbelzapfens. — Es gibt Constructeure, die, anstatt den Zapfen in die Hülse auf diese Weise einzufügen, wie wir es in Fig. 1 und 4 zeigten, denselben durch einen Keil befestigen, wie es in Fig. 5 dargestellt ist. Diese Anordnung hat den Vortheil, an der hintern Seite der Hülse keinen Vorsprung zu verursachen, es wird hiedurch Raum erspart; allein der innere Durchmesser der Hülse wird dadurch vergrößert, weil der kleinste Durchmesser des Kegels wenigstens dem Zapfendurchmesser gleich gemacht werden muss.

Anmerk. Der Arm der Kurbel geht in die Nabe und Hülse durch Kreisbögen über, die wir in Fig. 2 angezeigt haben. Die Halbmesser dieser Kreisbögen sind nicht streng bestimmt; sie sind kleiner als jene der Nabe und im Allgemeinen grösser als die des Well- und Kurbelzapfens.

Bei den gusseisernen Kurbeln erhält der Arm keinen rechteckigen Querschnitt, sondern man macht sie gerippt, wie

es in Fig. 6, 7 und 8 gezeigt ist. Auf diese Veränderung ist in den Formeln Rücksicht genommen worden, indem  $H$  und  $h$  für gusseiserne Kurbeln grössere Werthe erhielten.

### Gekuppelte Kurbeln.

Wenn Kurbeln in der Mitte der Triebwellen anstatt an einem Ende derselben angebracht werden sollen, so müssen nothwendiger Weise zwei Kurbeln, die durch einen einzigen Kurbelzapfen vereinigt sind, verwendet werden.

Für starke Maschinen zieht man diese Anordnung der einfachen Kurbel vor, ausser bei Locomotiven, wo man immer an Raum beschränkt ist, und der Kolbenhub im Verhältniss zur übertragenden Kraft klein genannt werden kann.

Die in Fig. 9 dargestellten gekuppelten Kurbeln gehören zu einer Schiffsdampfmaschine von 220 Pferdekraften, welche Herr Nillus für die Staatsmarine construirte. Sie besitzt zwei Cylinder, folglich auch zwei Paare von Kurbeln, die aus geschmiedetem Eisen verfertigt sind.

Die Kurbel  $K_1$ , welche auf dem zwischen den beiden Cylindern gelegenen Theil der Triebwelle montirt ist, ist schwächer gehalten als die Kurbel  $K$ , welche sich auf jenem Theil der Welle befindet, der das Schaufelrad trägt; da die erste nur die Hälfte der vorhandenen Kraft zu übertragen hat, während die letztere zuweilen der ganzen Kraft der Maschine ausgesetzt ist; da jedoch die Kolben der Cylinder der Art angebracht sind, dass der eine immer auf seinem todten Punkte steht, während der andere sich in der Mitte des Cylinders befindet, so sind die Zapfen der Welle nur nach der Kraft eines Cylinders berechnet.

Jede der Kurbeln  $K$  und  $K'$  ist auf die Welle durch einen starken Keil befestigt (siehe Fig.  $g$  bis  $c$ ), der mit  $\frac{1}{4}$  seiner Dicke in dem Wellkopfe und mit  $\frac{1}{2}$  derselben in die Nabe versenkt ist.

Der Kurbelzapfen ist ein Cylinder, der in der Hülse der stärkeren Kurbel durch einen Keil befestigt, in jener der schwächeren dagegen lose ist, nur von einem kupfernen Ring  $b$  Fig. 9 umgeben, damit bei etwaigen Unordnungen im Parallelismus der beiden Achsen, keine Veränderungen gestattet werden.

Es ist leicht einzusehen, dass derart gekuppelte Kurbeln eine grössere Solidität darbieten, als eine einfache, daher sie sich vorzüglich für die starken Dampfschiffsmaschinen eignen.

Zur Berechnung gekuppelter Kurbeln können folgende Formeln gebraucht werden:

### Gemeinschaftliche Dimensionen.

Nabe:  $D' = D \quad (1)$

$E = \frac{\pi D}{10,8} = 0,3 D \quad (2)$

$A = 1,35 D \quad (3)$

Hülse:  $d' = d \quad (4)$

$e = \frac{\pi d}{8,8} = 0,357 d \quad (5)$

$a = 0,7 d \quad (6)$

### Verschiedene Dimensionen.

Nabe:

Kurbel  $K$

$L = D \quad (7)$

$H = 0,644 D \quad (9)$

Kurbel  $K'$

$L' = 0,8 D \quad (8)$

$H' = 0,515 D \quad (10)$

H ü l s e :

$$l = 1,1 d \dots (11) \quad l' = 0,9 d \dots (12)$$

$$h = 0,65 d \dots (13) \quad h' = 0,47 d \dots (14)$$

Wir haben die Ueberzeugung, dass mit diesen hier mitgetheilten Formeln die Constructeure jederzeit im Stande sein werden, die Dimensionen von Kurbeln zu berechnen, sie mögen für fixe oder Schiffsmaschinen gehören, einfach oder gekuppelt sein.

### Ueber die Anwendbarkeit der hydraulischen Presse zur Ausübung eines bestimmten Druckes, und über die Messung dieses Druckes.

Das Januarheft dieser Zeitschrift bringt einen Artikel von Herrn Schnirch, in welchem derselbe die Resultate einer Reihe von Festigkeitsbestimmungen verschiedener Materialien mittheilt, welche mit Hülfe der hydraulischen Presse gewonnen wurden. Aus der auf Seite 2, zweite Spalte, oben, angeführten Formel geht hervor, dass bei diesen Versuchen der von der Presse ausgeübte Druck aus der Belastung des Sicherheitsventiles, und aus dem Verhältniss des Durchmessers eben dieses Ventiles zu jenem des Presskolbens berechnet, d. h. dass angenommen wurde, dass, wenn der von aussen auf das Sicherheitsventil wirkende Druck mit  $p$ , dessen Durchmesser mit  $d$ , und jener des Presskolbens mit  $D$  bezeichnet wird, der von letzterem ausgeübte Druck  $= \frac{p D^2}{d^2}$  gewesen sei. Von der Richtigkeit dieser Voraussetzung hängt natürlich auch die Richtigkeit der von Herrn Schnirch erzielten Resultate ab; und es ist diess eine um so wichtigere Frage, als es sich bei seinen Versuchen um Untersuchungen handelt, von deren Verlässlichkeit die Sicherheit und selbst das Leben von Menschen abhängen können. — Da nun Einsender Gründe hat anzunehmen, dass die oben angeführte Formel, obgleich theoretisch richtig, doch nicht practisch brauchbar ist, so hält er dieselben für einen geeigneten Gegenstand der Mittheilung in diesen Blättern.

Bei Gelegenheit der Untersuchung mehrerer mit Handpumpen betriebenen hydraulischen Pressen bezüglich des von ihnen ausgeübten Druckes, ging Einsender Anfangs gleichfalls von der Voraussetzung der Richtigkeit der von Hrn. Schnirch benützten Formel aus. Allein der Umstand, dass das Wasser schon lange vor Erreichung des höchsten Druckes bei dem Sicherheitsventil zu tropfen, und nur allmählig schneller zu fliessen begann, machte es zweifelhaft, ob der theoretische Druck wirklich schon erreicht sei, nachdem Zu- und Abfluss gleich geworden waren. Denn wenn kleinere Wasserquantitäten lange vor Erreichung des Maximaldruckes abflossen, und diese Quantitäten mit dem Drucke allmählig zunahmen, so war es klar, dass verschiedenem Drucke verschiedene Abflussmengen entsprechen; und wäre die Pumpgeschwindigkeit mit einer dieser Abflussmengen ins Gleichgewicht gebracht worden, so wäre hiemit der dieser letzteren entsprechende, keineswegs aber der theoretische Druck in der Presse erzielt worden. Wäre die Wirkung des Sicherheitsventiles eine vollkommene, so müsste vor Erreichung des höchsten Druckes gar kein, bei

der kleinsten Ueberschreitung desselben dagegen alles eingepumpte Wasser wieder ausfliessen. Dies findet aber bekanntlich nicht statt, und es ist daher zweifelhaft, ob das Sicherheitsventil überhaupt eine zur Messung des von einer hydraulischen Presse ausgeübten Druckes geeignete Vorrichtung sei.

Um nun den ausgeübten Druck zur Controle noch auf eine andere Weise zu messen, wurde in den Pressraum der zu untersuchenden Presse statt der gewöhnlichen Packung eine gusseiserne Walze vertical aufgestellt, die Presse eingepumpt, und nachdem das Wasser reichlich beim Sicherheitsventil ausfloss, an den aufgehobenen Pumphebel eine früher schon vorbereitete Waagschale mit Gewichten gehängt, diese bis zum mässig schnellen Niedergehen des Kolbens vermehrt, und nun der Druck in der Presse aus der Belastung des Pumpenkolbens und dem Durchmesserverhältniss beider Kolben berechnet. Es möge der Kürze halber erlaubt sein, die Beschreibung aller zur Erzielung eines genauen Resultates beobachteten und eigentlich selbstverständlichen Vorrichtungen zu übergehen, und gleich das Endergebniss mitzutheilen, welches darin bestand, dass das Wasser beim Sicherheitsventil oft schon sehr rasch abtropfte, als der Druck noch nicht 0,4 des der Belastung des Sicherheitsventiles entsprechenden betrug, und dass bei den untersuchten Pressen (verschiedene Pressen, oder auch dieselbe Presse nach jedesmaligem Einschleifen des Sicherheitsventiles, werden stets sehr verschiedene Resultate geben) der Druck nicht über 0,5 bis 0,6 des theoretischen gesteigert werden konnte, ohne dass das eingepumpte Wasser nicht vollständig wieder abgeflossen wäre.

Diese Erscheinung ist leicht zu begreifen. Bei ruhender Presse werden die Schlussflächen des Ventiles und des Sitzes mit einem bedeutenden Drucke gegen einander gepresst. In dem Maasse als in der Presse der Druck steigt, nimmt jener ab, mit welchem diese Flächen sich berühren; und gerade dann, wenn zur Erzielung eines dichten Schlusses der grösste Berührungsdruk der Schlussflächen nöthig wäre, ist er am kleinsten. Hätte man es mit mathematischen Flächen zu thun, so wäre dieser Umstand gleichgiltig, weil sie durch blosse Berührung vollkommen schliessen würden, und eines Druckes hiezu nicht bedürften.

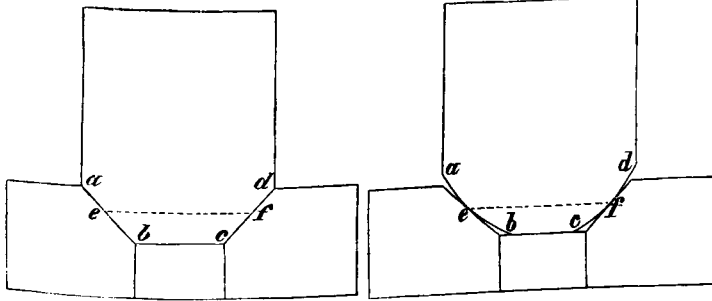
Da dies aber nicht der Fall ist, und da man es mit physischen Flächen zu thun hat, so ist es einleuchtend, dass die Ventilflächen nur unter Voraussetzung eines gewissen Druckes, unter welchem sie sich berühren, wasserdicht sein werden — dass dieser Druck um so grösser sein muss, je grösser jener des eingeschlossenen Wassers ist — endlich dass das Wasser zwischen den Ventilflächen weit früher durchdringen wird, bevor die von aussen auf das Sicherheitsventil wirkende Belastung durch den von innen auf dasselbe wirkenden Wasserdruck aufgehoben ist, und dass daher der von der Presse ausgeübte Druck stets viel kleiner sein wird, als der mit Hülfe des Sicherheitsventiles berechnete.

Es besteht aber noch ein weiterer Grund, welcher das Sicherheitsventil als Mittel zur Messung des Druckes ganz unbrauchbar macht. Es lässt sich nämlich durchaus nicht annehmen, dass alle Punkte, oder richtiger, kreisförmigen Zonen der abgestutzten Kegelfläche  $abcd$  (Fig. 1) des Ventiles auf die gegenüberliegenden Zonen des Sitzes gleich genau pas-

sen, weil zufällige Ungleichheiten des Materials nothwendig auch mehr oder minder bedeutende Ungleichheiten des Schiffes zur Folge haben werden. Irgend eine dieser Zonen wird daher die bestschliessende sein, und diese kann eben so gut in  $ad$  als in  $bc$  — wahrscheinlich wird sie aber zwischen beiden liegen, etwa in  $ef$ . Diese Zone ist dann als Begrenzung

Fig. 1.

Fig. 2.



der eigentlichen Ventilfläche zu betrachten, weil das Wasser schon bei geringerem Drucke von  $bc$  bis  $ef$  dringen wird. Es läuft dann auf das gleiche hinaus, als ob das Ventil die Form  $abcd$  (Fig. 2) hätte, in welchem Fall der eigentliche Schluss bei  $ef$  stattfände. Würde nun die Berechnung des Druckes der Presse unter der Voraussetzung geführt, dass  $bc$  der Ventildurchmesser sei, während es doch thatsächlich  $ef$  ist, so würde der von der Presse wirklich ausgeübte Druck viel kleiner als der berechnete sein, und man sieht daher, dass jener sich aus den Dimensionen des Sicherheitsventiles gar nicht berechnen lässt, weil es nicht möglich ist, die Lage des Kreises  $ef$  und hiemit die der Rechnung zu Grunde zu legende Ventilfläche zu ermitteln.

Man sieht übrigens, dass jede dieser zwei Fehlerquellen dahin wirkt, den berechneten Druck grösser als den wirklichen erscheinen zu lassen, und dass sie, nachdem die Wirkung beider sich stets summirt, sehr grosse Differenzen veranlassen können. Man sieht ferner, dass die hydraulische Presse kein geeignetes Werkzeug zur Erprobung der Festigkeit von Materialien ist, und stets zu grosse Festigkeitscoefficienten geben wird, wenn man nicht darauf Bedacht nimmt, den von der Presse ausgeübten Druck auf eine verlässlichere Weise zu bestimmen, wozu wir hiemit noch in Kürze einige Vorschläge machen wollen.

Die beste Methode, den von einer hydraulischen Presse ausgeübten Druck zu messen, scheint uns zu sein, wenn ein kleiner Kolben von genau gemessenem Durchmesser mit derselben in Verbindung gesetzt, und die Kraft, mit welcher er steigt, durch Hebel-, oder besser aber minder bequem, durch directe Belastung gemessen wird. Bei einem solchen Kolben — wir wollen ihn den Messkolben nennen — findet keiner der am Sicherheitsventil gerügten Uebelstände statt. Sein Schluss ist bei jedem Drucke vollkommen; die von dem Wasser gedrückte Fläche lässt sich mit grosser Schärfe messen, und ihre Grösse unterliegt keinem Zweifel; er wirkt unter ähnlichen Bedingungen wie der grosse Kolben, und kann als der verjüngte Maassstab desselben betrachtet werden. Es ist übrigens leicht, den Messkolben als abgesonderten Apparat so zu construiren, um ihn nach Erforderniss mit jeder Presse in Verbindung setzen zu können, und er kann daher eben sowohl dazu die-

nen, eine Presse ein für allemal zu erproben, als auch permanent an einer Presse angebracht zu werden, welche speciell zu Festigkeitsmessungen bestimmt ist.

Das einzige Bedenken gegen die hier vorgeschlagene Messung des Druckes könnte darin bestehen, dass die Reibungswiderstände an Kolben von verschiedenem Durchmesser ungleich — wahrscheinlich dem relativen Druck und dem Kolbendurchmesser proportionel sein werden, dass folglich die Reibung an dem Messkolben einen grösseren relativen Werth als an dem Presskolben haben wird, und dass daher der wirkliche Druck der Presse um einen dem Reibungsunterschied der beiden Kolben entsprechenden Betrag grösser oder kleiner als der berechnete sein wird, je nachdem die Messung des Druckes beim Aufsteigen oder Niedersinken des Messkolbens vorgenommen wird. Die durch die Reibung bedingte Unrichtigkeit der Berechnung wird jedoch immer nur einen kleinen, und in den meisten Fällen unwesentlichen Theil des ganzen Druckes ausmachen; bei Festigkeitsversuchen insbesondere kann man den Druck der Presse beim Steigen des Messkolbens bestimmen, in welchem Falle also auch die Festigkeitscoefficienten etwas zu klein gefunden werden — gleichfalls ein unerheblicher Fehler, weil er nur nach der Richtung der Sicherheitsvermehrung wirkt, und weil es auf  $\frac{1}{10}$  oder selbst  $\frac{1}{5}$  des ganzen Werthes dort nicht ankömmt, wo man später doch die Bestandtheile mit einem ungeheueren Ueberschuss an Stärke, oft dem vier bis sechsfachen von derjenigen construirt, welche der Grenze der Widerstandsfähigkeit entspricht.

Wollte man aber möglichst genau zu Werke gehen, und auch die Reibungswiderstände in Rechnung ziehen, so können diese bestimmt werden, indem man den Druck der Presse mit zwei Messkolben von verschiedenem Durchmesser gleichzeitig bestimmt. Hierbei werden die beiden Kolben etwas verschiedene Resultate geben. Aus deren Differenz lässt sich die Grösse der Reibung leicht berechnen. Noch besser wird man zwei Messkolben  $a$  und  $b$  von genau gleichem Durchmesser anwenden. In diesem Falle macht man zwei Versuche oder Versuchsreihen. Das eine Mal vermehrt man den Druck in der Presse so lange bis die beiden Kolben  $a$  und  $b$  gleichzeitig steigen. Das andere Mal verändert man die Belastung des Kolbens  $a$  derart, dass  $a$  sinkt, während  $b$  bei unveränderter Belastung steigt. In beiden Fällen ist der Kolben  $b$  als mit derselben Belastung steigend vorausgesetzt, folglich ist auch in beiden Fällen der Druck des Wassers im Innern der Presse derselbe. Der Kolben  $a$  dagegen wird im ersten Falle — nämlich wenn er gleichzeitig mit  $b$  steigt — mit einem Gewichte belastet werden müssen, welches dem von unten auf ihn wirkenden Drucke weniger der Reibung entspricht. Im zweiten Falle, d. h. wenn  $a$  sinkt während  $b$  steigt, wird er mit einem Gewichte zu belasten sein, welches dem von unten auf ihn wirkenden Drucke mehr der Reibung entspricht. Die Differenz beider Belastungen des Kolbens  $a$  ist also gleich dem doppelten Werth der Reibung, welche er bei diesem Versuche erleidet.

Dass man hierbei vielfache Versuche bei verschiedenem Wasserdruck, und mit verschiedenen Manchetten machen — dass man schon in Gebrauch gewesene, und bereits eingelaufene,

aber noch ganz unbeschädigte Manchetten anwenden müsse, u. s. f., sind von selbst einleuchtende Vorsichtsmaassregeln.

Ist der Werth der Reibung, und deren Verhältniss zum Druck des Wassers auf diese Weise bestimmt, so kann man bei Messung des von der Presse ausgeübten Druckes sowohl die Reibung am Messkolben als jene am Presskolben in Rechnung ziehen, und sofort ein der Wahrheit sehr nahe kommendes Resultat erzielen.

Ob nun bei Kolben von verschiedenen Durchmessern die Reibungswiderstände diesen Durchmessern umgekehrt proportional sind, oder in irgend einem andern Verhältnisse zu denselben stehen, ist a priori wohl nicht mit Sicherheit zu bestimmen. Wahrscheinlich findet ersteres statt; auf keinen Fall aber dürften die unter dieser Voraussetzung erhaltenen Resultate um eine bei practischen Aufgaben irgendwie in Betracht kommende Grösse fehlerhaft sein.

(Von einem Vereinsmitgliede.)

## Der Sonnenbrenner und allgemeine Bemerkungen über Ventilation und Heizung.

Von Dr. S. Böhm,

k. k. Regimentsarzt und Docent an der k. k. Josefs-Academie.

Der Sonnenbrenner ist eine in England ziemlich verbreitete Beleuchtungs- und Ventilationsvorrichtung. Ich habe denselben bei Gelegenheit einer im Auftrage des h. Armee-Obercommandos zum Studium der Heiz- und Ventilationsvorrichtungen unternommenen Reise kennen gelernt und war erstaunt, denselben weder irgendwo in Deutschland eingeführt noch beschrieben zu finden.

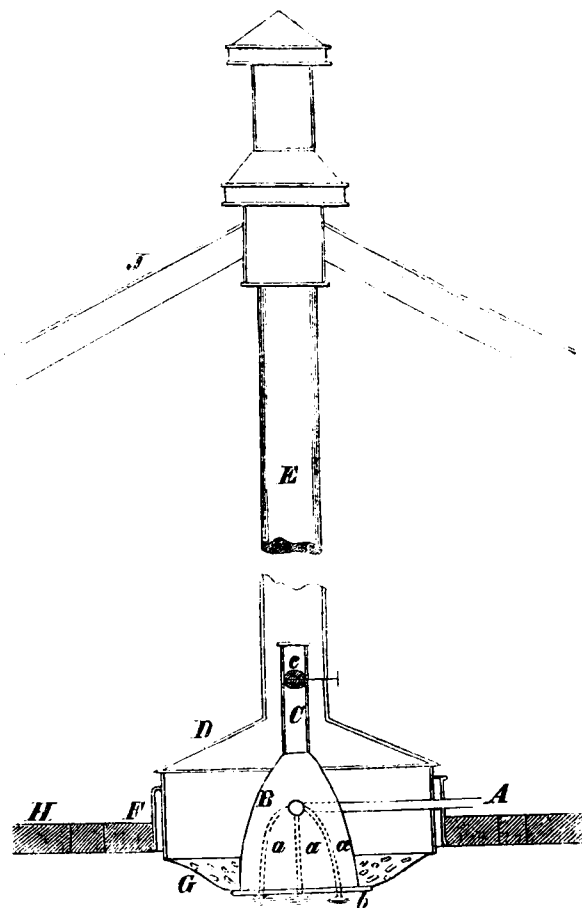
Die besonderen Vortheile, welche der Sonnenbrenner unter Umständen gewährt, bewogen die mit der Durchführung von Ventilations- und Heizversuchen im hiesigen Garnisonsspitale betraute Militärcommission, deren Mitglied ich bin, im dortigen Operationssaale einen solchen Sonnenbrenner anzubringen.

Eine gleichmässige, stetige, sehr helle, das Auge in keiner Weise belästigende Beleuchtung — frei von der sonst so unangenehmen Erwärmung durch die in Anwendung stehenden Gasflammen und verbunden mit ausgiebiger Lüftung des Raumes sind der Erfolg dieses einfachen an der Seite des Saales angebrachten Apparates, ein Erfolg, der sich vollkommen nur durch den Augenschein erkennen und würdigen lässt.

Die Construction eines Sonnenbrenners ist folgende: Das über der Decke befindliche Gasrohr ist an betreffender Stelle senkrecht abgebogen und geht in etwa 7 gleichfalls senkrecht hängende dünne Gasröhren über, an deren Enden horizontal befestigte runde und flache Kapseln angebracht sind, welche zur Aufnahme von 5 bis 9 horizontal gestellten Fischschwanzbrennern dienen.

Diese Brenner sind von einem Conus umgeben, welcher sich oben in eine einige Fuss lange Röhre fortsetzt. Diese Röhre führt die Verbrennungsproducte sofort ab, und ist mit einer Klappe versehen, um die Luftströmung reguliren und so die grösste Intensität des Lichtes erzielen zu können.

Bekanntlich hängt die Intensität des Lichtes ausser von dem genügenden Luftzutritt hauptsächlich von der Temperatur ab, welche bei der Verbrennung des Leuchtstoffes erzeugt



*A* Gasrohr, *a* dessen Arme, die die Brenner *b* tragen.  
*B* Conus, in die mit der Klappe *c* versehene Röhre *G* endend.  
*D* Cylinder in das Rohr *E* übergehend.  
*F* Cylinder als Schutzhülle.  
*G* Verkleidung der Oeffnung des Cylinders *D*.  
*H* Plafond.  
*J* Dachstuhl.

wird. Je höher unter gleichen Umständen dieselbe ist, desto intensiver ist das erzeugte Licht. Der Sonnenbrenner genügt den angeführten Forderungen in hohem Grade und das weisse Licht, welches derselbe entsendet, ist das Resultat seiner rationalen Construction.

Ich war zwar noch nicht in der Lage, genaue Versuche über die Gasmenge anzustellen, welche der in Rede stehende Beleuchtungsapparat verbraucht, doch scheint es, dass tatsächlich der einzelne Brenner im Sonnenbrenner — bei erhöhter Leistung — etwa nur die Hälfte höchstens zwei Drittel jener Gasmenge consumirt, die er für sich allein brennend in derselben Zeit verbrauchen würde.

Dieser der Beleuchtung dienende Theil des Apparates ist von einem weiten Blechcylinder umgeben, welcher in entsprechender Entfernung über dem Conus in ein bis über das Dach reichendes Rohr übergeht. Die untere Oeffnung desselben ist bis zum Conus hin durch eine zierlich und reichlich durchbrochene Platte von angemessener Form verkleidet. Eine zweite und nach Umständen selbst eine dritte, jedoch nur in Abständen von etwa 2 Zoll angebrachte und blos bis zur Verengerung des grossen Cylinders emporragende Hülle umgibt den Apparat, welcher am Plafond befestigt und beliebig decorirt wird. Sollte derselbe durch einen wohlverschlossenen Bodenraum führen, so wird das Rohr an der Durchgangsstelle durch das Dach mit einem zweiten, oben und unten offenen, doch entsprechend gedeckten Rohre umgeben, um der Luft einen passenden Weg für ihre Bewegungen zu eröffnen.

Während die äusseren Cylinder insbesondere die Decke vor der intensiven vom Conus ausstrahlenden Hitze zu schützen und so jede Gefahr zu beseitigen die Bestimmung haben, dient der Hauptcylinder mit seinem bis über das Dach reichenden Rohre der Ventilation. Er veranlasst einen reichlichen Austritt der Luft, während passend angebrachte Oeffnungen dem Eintritt frischer Luft dienen. Sie vermitteln zusammen ohne Belästigung einen genügenden Luftaustausch, welcher selbstverständlich, wenn gleich in geringerem Grade, auch erfolgt, wenn der Brenner nicht benützt wird.

Auf dem Gebiete der Ventilation angelangt, mache ich darauf aufmerksam, dass in einiger Zeit ein Theil des hiesigen Garnisonsspitals Nr. 1 nach einem System ventilirt und geheizt werden wird, das ich bereits in einem Plane und einer Denkschrift entwickelt habe, welche bei dem Concourse für das Krankenhaus „die Rudolfstiftung“ mit einem Preise honorirt worden sind.

Da ich mich diesmal nur auf eine kurze Mittheilung zu beschränken die Absicht habe, es mir vorbehalte, nach Beendigung und Prüfung der erwähnten Einrichtungen über dieselben ausführlicher zu berichten und gesonnen bin, eine umfassende Abhandlung über Ventilation und Heizung zu veröffentlichen, so werde ich hier nicht näher auf diesen wichtigen Gegenstand eingehen und nur durch einige aphoristische Andeutungen den Standpunct bezeichnen, welchen ich meinen Studien und Erfahrungen zu Folge auf diesem Gebiete einnehme.

Die Ventilation eines Raumes kann nur durch fortgesetzte Verdünnung, d. h. Mischung mit frischer Luft erfolgen. Die älteren Anschauungen, welche darauf hinzielten, die sogenannte verdorbene Luft schichtenweise abzuführen, und in demselben Maasse durch reine Luft zu ersetzen, sind grösstentheils irrig. Eine vollkommene Ventilation erfordert somit immer bedeutende Massen frischer Luft.

Die Methoden der Ventilation, d. i. die sogenannte natürliche oder die künstliche Ventilation durch Aspiration oder durch Pulsion haben einen nur relativen Werth. Jede derselben kann unter passenden Umständen Treffliches leisten. Wer jedoch die eine oder die andere Methode unbedingt angreift, verräth eine einseitige und daher meist unrichtige Auffassung des Gegenstandes. Es ist etwas anderes, ob ein Concertsaal, ein Theater nur im Sommer benützt wird und zu ventiliren ist oder auch ob dieses im Winter erfolgen soll, — es ist sehr verschieden, ob ein ganzes Gebäude oder nur ein Theil und welcher desselben zu ventiliren ist; ob die Aufgabe gestellt ist, Räume oder eine Anstalt, deren Bewohner gesund sind oder aber ein Spital zu lüften — ein Krankenzimmer oder einen Abort, ein Badezimmer zu ventiliren u. dergl.

Dort, wo — wie in manchen speciellen Zwecken dienenden Anstalten — vollkommene Ventilation und Heizung eine unabweisliche Forderung ist, ist stets die beste Methode zu deren Effectuirung auch die billigste und es soll der Kostenpunct überhaupt erst in letzter Reihe in Betracht kommen. Es ist dieses eigentlich ein Satz, welcher ganz allgemein — bei allen Unternehmungen giltig ist, so lange man die Zweck-erfüllung im Auge hat. Nichts desto weniger wird nur zu häufig, und insbesondere auch bei den in Rede stehenden Anlagen gegen denselben verstossen.

Zur Lüftung grösserer Spitäler eignet sich, wie ich in mehreren Aufsätzen (Zeitschrift der k. k. Gesellschaft der Aerzte — mein Reisebericht etc.) nachgewiesen habe, nur ein zweckmässig angelegtes Pulsionssystem. Es kann dieses System allein den strengen sanitätspolizeilichen Forderungen, wie sie hier nothwendig gestellt werden müssen, genügen.

Die Aufgabe eines vollkommenen Ventilationssystems ist: Eine durch die näheren Umstände bestimmte Menge — z. B. in einem Krankenzimmer 60 Cubicmeter per Kopf und Stunde — frischer reiner Luft stetig einzuführen und gleichmässig zu vertheilen; — zu sorgen: dass die Luft auf den für die Gesundheit und Annehmlichkeit erforderlichen Feuchtigkeitsgrad\*), so wie eine entsprechende der Zeit und dem Raume nach gleichförmige Temperatur gebracht werden könne; — dass das Zustandekommen aller dieser Bedingungen auf eine fast ununterbrochene, jedenfalls aber die Bewohner in keiner Beziehung, belästigende somit unfühlbare Weise erfolge — dass diese Erfordernisse auch bei Gebäuden, die aus einer Reihenfolge verschiedenartig angeordneter Räume bestehen, für jeden Raum so erfüllt werden, dass weder die Benützung derselben irgendwie beeinträchtigt (z. B. fester permanenter Fensterverschluss), noch aber ein, wenn auch nur zeitweises Ueberströmen der Luft aus einem Raume in einen anderen (z. B. aus Aborten in Gänge und Zimmer, aus einem Krankenzimmer in ein anderes etc.) ermöglicht werde; und endlich, dass der Gang und Zustand der Ventilation jeden Augenblick ersichtlich gemacht und controlirt werden könne.

Ein ausgedehntes aus vielen Räumen bestehendes Gebäude kann nur dann in der ausgesprochenen Weise vollkommen künstlich ventilirt werden, wenn es an sich und insbesondere bezüglich seiner innern Anordnung für die sogenannte natürliche Ventilation — im weiteren Sinne des Wortes — die günstigsten Verhältnisse bietet. Dieser Forderung, welche ich, wie es scheint, zuerst bestimmt ausgesprochen habe, welche ungemein wichtig — leider noch viel zu wenig erkannt und beherzigt ist — lässt sich gewöhnlich leicht genügen, wenn man deren Zweck genau kennt und jenen des Baues ernstlich anstrebt. Bei der Bauanlage hat demnach das Ventilations-system bereits klar vorzuschweben.

Was das oben angedeutete von mir angegebene Ventilationssystem, resp. meine Durchführung des Pulsionssystems anbelangt\*\*), so soll dasselbe mit Rücksicht auf den eben ausgesprochenen Grundsatz die angeführte Aufgabe eines vollkommenen Ventilationssystems lösen. Viele Ventilationsanlagen sind, wie die Erfahrung des In- und Auslandes lehrt, an der Durchführung gescheitert, haben ihren Zweck nicht oder nur zum Theil erfüllt und bisweilen sogar ihrer Bestimmung so zuwider gehandelt, dass dieselben cassirt werden mussten, ungeachtet sie Tausende gekostet hatten. Bei dem in Rede stehenden Systeme wird dafür gesorgt, dass die nöthige Menge frischer Luft auf einem Wege in die Räume gelange, der ein-

\*) Diese wichtige und an sich richtige Maassregel war und ist wohl auch jetzt noch bisweilen Ursache und Gegenstand vieler aus irriger Auffassung des Gegenstandes entspringender Controversen.

\*\*) Die Lieferung und Aufstellung der hiezu für den oben erwähnten Versuchsbau erforderlichen Apparate wurde von der Commission dem Civilingenieur und Fabrikanten Joh. Haag in Augsburg überantwortet.



fach und so beschaffen ist, dass die Luft keinerlei schädliche Veränderungen erfahren könne. Alle verwickelten und gekünstelten Einleitungsweisen sind verwerflich und werden vermieden. Während in den Sälen Heizapparate — hier Wasseröfen — aufgestellt und so berechnet sind, dass sie den durch die Abkühlung der umgrenzenden Flächen entstehenden Wärmeverlust decken und unter allen Umständen zur Heizung des Raumes genügen, wird die Ventilationsluft im Winter bis zu einem gewissen Grade (auf oder in der Regel etwas unter die Zimmertemperatur) unmittelbar vor ihrem Eintritt, von der Centralheizung aus vorgewärmt. Der so erwärmten Luft kann an derselben Stelle beliebig viel kalte Luft beigemischt und so ihre Temperatur beliebig und rasch verändert werden. Für die Abfuhr der Luft sorgen nur dann passend angebrachte Oeffnungen und Canäle, wenn besondere Gründe deren Anlage erheischen, da sie — wie zuerst Pettenkofer ausgesprochen — in der Regel, besonders bei einem gut arrangirten Neubau, überflüssig sind. Müssen Abzugsanäle angelegt werden, so werden dieselben so bestellt, dass bei einer umgekehrten Stromrichtung, welche allerdings und auf leicht begreifliche Weise unter Umständen erfolgen kann und daher stets zu berücksichtigen ist, abermals nur reine Luft in den Raum gelangen könne. Die ganze Anlage ist so einfach und übersichtlich als möglich und so gehalten, dass keinerlei Störung im Betriebe erfolgen kann. Entsprechende Vorkehrungen sorgen dafür, dass der Luft — im Winter mittelst Dampf, im Sommer durch kaltes Wasser — der entsprechende Feuchtigkeitsgrad ertheilt werden könne.

Zu gewöhnlichen Ventilationszwecken eignen sich am besten solche Ventilatoren, welche grosse Luftquanten unter geringem Drucke fördern. Centrifugalventilatoren, um deren Theorie und Construction sich der k. k. Sectionsrath Rittinger in anerkannter Weise verdient gemacht hat, können doch vorzüglich nur bei jenen besonderen Ventilationsanlagen mit Vortheil in Anwendung gezogen werden, wo wegen bedeutender Widerstände in den engen Leitungen grosse Geschwindigkeit neben starker Pression Bedingung wird (Bergwerke etc.).

Bisher entspricht diesem Zwecke am besten der von Dr. van Hecke construirte Ventilator; doch ist vor Fällung eines bestimmten Urtheils der Schluss der sehr beachtenswerthen Untersuchungen und Versuche abzuwarten, welche mein Freund Dr. Heger zur Förderung dieser Angelegenheit über Ansuchen der erwähnten Commission zu unternehmen so gefällig ist.

Bezüglich der Heizung will ich nur erwähnen, dass vom wissenschaftlichen und öconomischen Standpunkte für ausgedehnte Anstalten nur eine Centralheizung, und sind solches bewohnte Räume, insbesondere die Dampfwasserheizung berechtigt erscheint, während kleinere Gebäude oder kleinere Complexe eines ausgedehnten Baues mit Vortheil mittelst Haag's Heisswasserheizungssystems beheizt werden können, welches die glückliche Mitte zwischen Perkins und Duvoirs System hält und frei von ihren Uebelständen ist. Erfordern besondere Umstände auch da die Anwendung von Wasseröfen, so kann Haag's System zweckmässig anstatt des Dampfes zur Transmission der Wärme an die Wasseröfen verwendet werden. Die erste Ausführung eines solchen Systems erfolgt auf dem Continente in dem angedeuteten Versuchsbaue. Sind jedoch

die Bedingungen für die Luftheizung im engeren Sinne des Wortes (Meissner's System) vorhanden, so wird diese rationelle und billige, aber bezüglich der Ausführung schwierigste Heizanlage sehr gute Resultate erzielen lassen, vorausgesetzt, dass die verwendeten Oefen zweckmässig construirt sind.

Was die Oefen zur Einzelbeheizung anbelangt, so ist man bei der jetzigen Kenntniss der hiebei in Betracht kommenden Verhältnisse vollkommen in der Lage, derartige Heizapparate ganz zweckentsprechend zu construiren, und besitzt in dem schon vor langen Jahren von dem würdigen Professor Meissner angegebenen Mantel das Mittel, selbst gewöhnliche eiserne Oefen ihrer Hauptmängel zu entkleiden und mit Vortheil zu benützen.

Wenn gleich in vielen Fällen Wasseröfen besondere Vortheile gewähren und es möglich ist, aus Thon allein oder besser in Verbindung mit Eisen rationelle Heizvorrichtungen nach Art der sogenannten schwedischen Oefen zu erzeugen, so bleibt dennoch das Eisen ein Material, welches für die meisten der bei uns in Betracht kommenden Verhältnisse sich am besten zur Construction von Oefen eignet.

Nicht nur Mantelöfen, sondern auch frei stehende Oefen lassen sich von Eisen so construiren, dass jene Nachtheile vollkommen beseitigt sind, welche an den gewöhnlichen eiserne Oefen beobachtet, als nothwendiges Attribut der aus diesem Materiale erzeugten Heizvorrichtungen angesehen werden. Ich werde auch diesen Gegenstand seiner Zeit ausführlich zur Sprache bringen, und die Richtigkeit des Gesagten durch die von mir im Auftrage des h. Armee-Obercommandos construirten Oefen nachweisen.

Es ist eine unbestreitbare Thatsache, dass für Ventilation und zweckmässige Heizung im Allgemeinen noch sehr wenig geschehen ist, und das Bedürfniss derselben nicht in dem Maasse gewürdigt wird wie es dieser wichtige Gegenstand verdient. \*) Eine Wanderung durch unsere Schulen, Kanzleien, viele Spitäler, Gefängnisse — der Besuch von Versammlungssälen, Theatern, Kaffeehäusern, die Betrachtung der Wohnungen der ärmeren Classe, ja der Wohnungen im Allgemeinen liefern nur zu viele Beweise für die Richtigkeit des obigen Ausspruches.

Es würde mich zu weit führen, wollte ich an dieser Stelle diese Verhältnisse näher betrachten und die Momente erörtern, welche denselben zu Grunde liegen. Schrift und Wort kann dieselben nur auf dem sehr langsamen Wege der Belehrung und Anregung zu beseitigen streben, während die gelungene That allein dadurch einer Sache Bahn zu brechen ver-

\*) In den Lehrbüchern der Baukunst sieht man vergebens nach einer gründlichen Behandlung des Capitels über die Ventilation und Heizung, und doch sind es die Architekten und Baukünstler überhaupt, welche, da sie die Anlagen zu Bauten entwerfen und ausführen, zunächst berufen wären, in dieser Beziehung zu wirken und die bessere Einsicht zu verbreiten. Die Bauvorschriften sollen nach dem Beispiele Englands bestimmte Anordnungen über Ventilation enthalten. Würden Regierung und Schule sich die Hand reichen, dann wäre bald die nöthige Aufklärung des Publicums vermittelt, und die Salubrität von Privat- und öffentlichen Wohnungen und Etablissements durch die Sorge für eine entsprechende Beschaffenheit des nöthigsten Lebenselementes — der Luft — auf jenen Standpunkt gebracht, wie ihn die Humanität und der Comfort fordert und die Wissenschaft auf eine billige Weise vermittelt.



mag, dass sie die practischen Consequenzen deutlich erkennen lässt, unmittelbare Vergleiche zulässt und ein Argument bildet, das durch Sophismen nicht mehr umgestossen werden kann. Der weise Entschluss des h. Armee-Obercommandos, umfassende Erhebungen und Versuche über diese wichtigen Gegenstände anstellen zu lassen, kann insbesondere auch in Anbetracht der bevorstehenden grösseren Bauten in Wien nicht hoch genug veranschlagt werden und es dürfte nicht unpassend erscheinen, dass ich es unternommen habe, schon jetzt auf diese Thatsache aufmerksam zu machen.

Der von mir gewählte besondere Beruf rückt mir zwar das Gebiet der Ventilation und Heizung, welchem ich seit Jahren eine besondere Aufmerksamkeit zugewendet hatte, nach Beendigung meiner bezüglichen Arbeiten, in constructiver Beziehung wieder fern, nichts desto weniger bin ich im Interesse einer guten Sache und mit Rücksicht darauf, dass ich durch besondere Verhältnisse und als Arzt in die Lage gekommen bin, die Wichtigkeit und Tragweite des in Rede stehenden Gegenstandes kennen zu lernen, gerne bereit, zur Förderung aller bezüglichen Bestrebungen nach Kräften durch Rath und That beizutragen.

### **Durchstechung des Isthmus von Panama durch den interoceanischen Canal von Nicaragua.**

*(Mit einer Karte auf Blatt Nr. 8.)*

(S c h l u s s.)

Durch die Herstellung des Canals von Salinas lässt sich der Eingang dieser Bai verengen und in einen geschlossenen Hafen verwandeln, und zwar vermittelt eines in den Strand einschneidenden und mit den Felstrümmern des grossen Canal-durchstiches zu erbauenden Dammes. Es wird auch um so vortheilhafter sein, die Bai von Salinas in einen Hafen zu verwandeln, als dieser Hafen doch noch bei der unmittelbaren Nähe der Thomasbai mit einer schönen offenen Rhede versehen sein würde.

Die herrliche Lage der Bai von Salinas erschien also Herrn Belly als der natürliche und unbestreitbare Hauptstützpunct der künftigen in diesen Gegenden herzustellenden maritimen Bewegung, und als der normale Ausweg des die beiden Oceane verbindenden Canals an der Küste des stillen Meeres. Es blieb demnach nur noch der Gebirgsstock des Isthmus zwischen dieser bevorzugten Bai und dem See von Nicaragua übrig. Die Regierung von Costa-Rica, die sich im Besitz dieses Terrains befindet, hatte bereits früher durch den dänischen Ingenieur Oerstedt Untersuchungen zu dem Zweck machen lassen, eine Transitostrasse zwischen dem See und der Rhede von Salinas anzulegen. Aus den Erzählungen der Indianer, die man zum Transport des in der Bai gewonnenen Seesalzes nach dem See gebrauchte, wusste man, dass zwischen den Hügeln, die den Rio Sapoa von dem Ocean trennen, tiefe Schlünde existiren. Mit Genauigkeit nahm Oerstedt ein topographisches Croquis dieser interessanten Gegend auf, wo der Rio Sapoa fliesst, den man sonst nur bei seiner Mündung in den See kannte. Er zeichnete den

Lauf dieses Flusses, dessen obere Zuflüsse, fünf an der Zahl, von den Abhängen des Vulcans Orosi herabströmen und deren mit Urwäldern bedeckte Thäler von schönen indianischen Racen bewohnt werden. Er mass mit der grössten Sorgfalt die Entfernung und die Höhe der Stelle, wo dieser Fluss aufhört schiffbar zu sein, und erkannte, dass die aus Kalkstein bestehenden Plateaux der Juraformationen, woraus das Gerippe dieses Isthmus besteht, und deren durchschnittliche Höhe 160 bis 180<sup>m</sup>,0 über dem stillen Meere beträgt, an diesem Puncte auf eine Länge von 4 Kilometern durch eine Menge von Einsenkungen unterbrochen werden, welche nichts anderes sind als die von den Indianern bezeichneten Schluchten. Die niedrigste dieser Senkungen ist der Pass von Salinas. Der Ingenieur Oerstedt ermittelte dessen Höhe und fand, dass dieselbe 40<sup>m</sup> über dem Nicaraguasee und 78<sup>m</sup>,0 über dem stillen Meere beträgt, wodurch also die bereits gewonnenen Ermittlungen über die vergleichenden Niveaux dieser beiden Wasserspiegel ihre Bestätigung erhalten, ein Resultat von bedeutender Wichtigkeit, von dessen Richtigkeit sich der englische Ingenieur Bailly überzeugte, und das in Verbindung mit den von Herrn Belly gesammelten Documenten die Grundlage des gegenwärtigen Projectes ist.

Die auf diese Weise erlangte Kenntniss dieser Vertiefung in dem Gebirgsstock des Isthmus brachte eine englische Gesellschaft unter dem Namen „Costa-Ricastrasse“ auf den Gedanken, hier einen Verbindungscanal zwischen dem stillen Meere und dem See von Nicaragua herzustellen, welcher eine Scheitelstrecke haben und mittelst der Absperrung der obern Zuflüsse der Sapoa, die sich also zugleich in den See und in den Ocean ergössen, gespeist werden sollte. Dieses Speisereservoir war in einem Niveau gedacht, das etwas tiefer lag als der Pass von Salinas. Dieser Vorschlag war in soweit vortheilhaft, als man am Gipfel dieses Passes nur einen geringen Abtrag hatte, doch kam hierbei eben so wie bei dem Project des französischen Ingenieurs Garella ein Hauptfehler zur Berücksichtigung, nämlich die Unzulänglichkeit des Speisebeckens für einen Canal von grosser Wassertiefe in einer Gegend, wo es zwei Drittheile des Jahres nicht regnet. Es blieb also dieser Vorschlag ohne Erfolg.

Obschon die Operationen des Ingenieurs Oerstedt, welche von Bailly bestätigt waren, durchaus den Character einer gewissenhaften Arbeit hatten, wollte sich Herr Belly doch mit eigenen Augen davon überzeugen. Er untersuchte deshalb in Begleitung von Geometern des Landes das ganze bewaldete Hügelsystem zwischen dem Becken der Sapoa an dem stillen Meere und besonders die Region, wo der Pass von Salinas nach einer Menge von Absprüngen steil gegen den Ocean abfällt, bis ins kleinste Detail. Da diese Untersuchung die von den Vorgängern gemachten Beobachtungen bestätigte, so entschied sich Herr Belly zu Gunsten der Trace über den Pass von Salinas.

Der Zug dieses kleinen Canals wurde in zwei Linien zerlegt, die von dem See und von dem stillen Meere abgehen und sich unter einem Winkel von 125° miteinander vereinigen, und zwar nächst dem Einfluss des Rio Rispero in die Sapoa. Es ist wahrscheinlich, dass die vollständige Untersuchung der Erhebung des Isthmus eine grössere Anzahl von Alig-

nements zur Folge haben wird; bis dahin aber bleiben wir bei den gedachten zwei Linien stehen.

Die Section aufwärts hat eine Länge von 12 Kilometern und hat eine einzige Haltung nach dem Niveau des Sees selbst, von dem sie bis Rispero eine Verlängerung ist. Von dem See an folgt der Canal dem Thal der Sapoa, deren Bett, welches regulirt wird, er auf 6 Kilometer bis zum Rio de las Vueltas, der Stelle, wo die Sapoa einen weiten Kreis beschreibt und aufhört schiffbar zu sein, benutzt. An dieser Stelle erhebt sich der Boden des Isthmus wirklich bis zum Gipfel des Salinaspasses, welcher 6 Kilometer vom stillen Ocean entfernt liegt. An diesem Rio de Las Vueltas beginnt der grosse Einschnitt, auf dessen Sohle der Canal von Salinas gegraben wird. Dieser von dem Kessel Los-Vueltas bis zur dritten Haltung zehn Kilometer lange Einschnitt erreicht an dem Culminationspunct des Salinaspasses eine Höhe von 40<sup>m</sup>,0, und es müssen hier 11 Millionen Cubicmeter abgetragen werden, deren grösster Theil aus Kalk- und thonhaltigem Stein besteht.

Es wurde erwähnt, dass die obere Abtheilung das Niveau des Sees bis zum Einfluss des Rispero mit einer einzigen Haltung hebt. Hier beginnt die abwärts gehende Section, die das Wasser des Sees in die Bai von Salinas ergiesst. Der Niveauunterschied der beiden äussersten Puncte dieser Section beträgt 38<sup>m</sup>,0 und wird vermittelt sechs Schleussen von je 6<sup>m</sup>,0 bis 6<sup>m</sup>,40 Gefälle zurückgelegt. Diese sechs Schleusen werden durch fünf Haltungen von je zwei Kilometern verbunden, doch ist es zweifelhaft, ob eine so regelmässige Eintheilung bei der Ausführung beibehalten werden kann, und es wird jedenfalls zweckmässiger sein, dieselbe nach dem Terrain zu bestimmen, so dass einige Haltungen nur eine Länge von etwa einem Kilometer haben werden, wodurch auch ohne Zweifel die Anlage der den Betrieb so sehr störenden gekuppelten Schleusen vermieden wird; ein System dessen Unzweckmässigkeit bereits bei dem caledonischen Canal \*) anerkannt wurde, und das bei der vor auszusehenden Schifffahrtbewegung auf dem Nicaraguacanal noch viel hinderlicher werden müsste.

Die Wassertiefe des Canals von Salinas wird wie in dem Flusse San Juan auf 8<sup>m</sup>,0 festgesetzt, um Fregatten ersten Ranges und Handelsschiffen von 2000 Tonnen die Durchfahrt zu gestatten. Die Breite des Canals wird dieselbe wie sie Garella für den Entwurf von Panama und wie sie der Prinz Louis Napoleon für den Canal von Nicaragua angenommen, nämlich 44<sup>m</sup>,0 am Wasserspiegel, folglich 3<sup>m</sup>,70 mehr als die Breite des Canals von Caledonien.

Der Canal erhält an der Sohle eine Breite von 40<sup>m</sup>,0 und Ufer mit 2<sup>m</sup>,0 Böschung, theils von Mauerwerk, theils von Holz, je nachdem die Nähe das Material liefert. Auf diese Weise können die Schiffe an jeder Stelle anlegen.

Die Masse des Abtrags für die Grabung des Canals von Salinas in einer Länge von 22 Kilometern von dem See bis zum Meere beträgt 7.400.000 Cubicmeter. Die Schleusen erhalten dieselben Dimensionen wie an dem östlichen Zweige des Canals.

\*) Eine ausführliche Darstellung dieses Canals in der Allgemeinen Bauzeitung Jahrgang 1854, S. 393 u. s. f.

Was nun die Arbeiterfrage betrifft, so ist dieselbe für die Unternehmer die interessanteste in dieser Angelegenheit.

Die in England gebräuchlichen Methoden bei Ausführung der Erdarbeiten hatten für die in Frankreich seit 18 Jahren hergestellten Eisenbahnen die erspriesslichsten Dienste, und es lässt sich nicht läugnen, dass der englische Ingenieur Joseph Locke sich ein grosses Verdienst erworben hat, dass er auf Frankreichs Bauplätzen die Methoden seines Landes einführte. Man hat dadurch eine intelligentere Anwendung der Kräfte in Beziehung auf ein Maximum der Benutzung bei Ersparung der Menschenkraft kennen gelernt: ein doppelt vortheilhaftes Resultat vom moralischen und öconomischen Gesichtspuncte aus. Dieser unbestreitbare Vortheil wurde indessen erst um den Preis geringer Modificationen in den Werkzeugen und in der Art sich ihrer zu bedienen erlangt. Es ist daher auf den Bauplätzen jener fernen Gegend alles aufzubieten, um die mechanische Arbeit der Handarbeit zu substituiren, was auch schon die Meinung Chevalier's war, als er seine „Recherches sur la canalisation maritime de l'Isthme de Panama“ veröffentlichte, worin es heisst: „In unsern Tagen kann man in vorkommenden nöthigen Fällen bei Anwendung des vervollkommenen Materials, worüber der Ingenieur verfügen kann, sehr tiefe Einschnitte herstellen und grosse Erdbewegungen ausführen, ohne dass dafür ausserordentliche Kosten erfordert würden. An dem Canal von Arles nach Bouc z. B. wurde das Plateau de la Lecque durch einen Einschnitt von 2100<sup>m</sup>,0 Länge durchbrochen, dessen Tiefe am Culminationspuncte 40 bis 50<sup>m</sup>,0 betrug. Die Kosten betrugen wenigstens vier Millionen und die Arbeiten wurden nach den alten Methoden ausgeführt. Gegenwärtig greift man den Boden bei grossen Einschnitten mit Waffen von ausserordentlicher Stärke an; für die Wegschaffung der Erde verwendet man eiserne Schienenwege und die Locomotive; der Mensch hat mit seinen Armen nichts anderes zu thun als die Erde loszuhauen und sie auf die Wagen zu werfen. Für einen solchen Gegenstand, wie die Verbindung zweier Meere, muss alles versucht werden.“

Dieses bereits so weit zurückgeführte Programm hat sich mehr und mehr beschränkt. Was das Loshauen der Erde etc. betrifft, so bohrt die Maschine Bartlett die Bohrlöcher nach allen Richtungen vermittelt des Dampfes und zwar in einer achtmal kürzern Zeit als mit den Handinstrumenten, und man kann daher das Pulver mit grosser Oeconomie anwenden, wo es sich bei Einschnitten, die bei offenem Abbau vom Tage nieder getrieben werden, um sehr bedeutende Abträge handelt. Dieselbe Maschine greift, wie es schon vielfach bewiesen ist, den Felsen mit dem Stahl an, ohne dass es des Pulvers bedarf. Dies ist ein Resultat, das für eine Gegend, wo das Brennmaterial der Unternehmung nichts kostet und die Dampfkraft demnach auf wohlfeile Weise beschafft werden kann, während das Pulver überall theuer ist, wohl zu berücksichtigen kommt. Und was endlich die Beladung der Wagen betrifft, die letzte Operation, welche den menschlichen Arm nothwendig zu erfordern scheint, so haben unverwerfliche Versuche es gelehrt, dass sie bei grossen Erdarbeiten, wenigstens theilweise, ebenfalls durch mechanische Mittel bewirkt werden kann.

Auf alles diess werden die Ingenieure und Unternehmer, welche sich beim Bau des Canals von Nicaragua theilhaben werden, ihr Augenmerk zu richten haben. Während man auf die in dieser Beziehung zu erwartenden Resultate hinblickt, ist es nichts desto weniger von Wichtigkeit, die Hilfsquellen näher zu betrachten, die bei dem gegenwärtigen Stande des Taglohns in jenen Gegenden geboten werden. Obschon es erwiesen ist, dass der Gewinn der Unternehmer grosser öffentlicher Arbeiten von jetzt an nur dadurch erreicht werden kann, dass statt des Menschenarmes die mechanischen Kräfte eines mächtigen Materials verwendet werden, so dürfte es dennoch vorsichtig sein, bei den Erdarbeiten die Berechnungen auf die vorzugsweise Benutzung der menschlichen Kraft zu basiren. Hinsichtlich der Kosten ist es, wie wir es bei der Berechnung der Volumina gethan, zweckmässig, die Elemente der Arbeit unter den ungünstigsten Bedingungen zu betrachten, wenn man keine falschen Berechnungen machen will.

Die Ressourcen der localen Arbeitskräfte werden also die Basis aller Berechnungen für die Ausführung des Canals sein. Die Geringfügigkeit dieser Ressourcen in der Provinz Panama war eine lebhaft bekümmerniss für Herrn Garell. Der jetzt vorgeschlagene Canal aber befindet sich in dieser Beziehung unter ungleich bessern Verhältnissen als im Lande Panama, denn der Canal von Nicaragua durchschneidet zwei Staaten, welche Bevölkerungen enthalten, die wohl fähig sind für den Bau des Canals, der auf die möglichst schnellste Weise ausgeführt werden muss, mehr als das erforderliche Contingent von Arbeitern zu liefern.

Was die an dem Flusse St. Juan auszuführenden Arbeiten betrifft, so hat die atlantische Küste eine Mosquitobevölkerung von kräftigen, intelligenten und flinken Cariben, die seit zwei Jahrhunderten von den Engländern zum Fällen und Transportiren der Bauhölzer aller Art, die sie aus diesem Küstenlande beziehen, abgerichtet sind. An dem Indianfluss in der Nähe des San Juan del Norte, so wie an den Ufern des Escondido liefern die mit den Entrepreneurs in Verbindung stehenden Häuptlinge auf ihr Verlangen und sofort unzählige Rotten von kräftigen Arbeitern, die seit langer Zeit an die beschwerlichsten Arbeiten gewöhnt sind, ob sie auf dem Lande oder im Wasser ausgeführt werden. Herr Belly hat sich bei den Häuptern dieser Indianer überzeugt, dass sie sich anheischig machen, bei der ersten Aufforderung für einen durchschnittlichen Lohn von zwei Francs täglich dreitausend Arbeiter zu stellen. Diese kräftigen Leute, welche geschickte Schwimmer sind, verstehen mit der Axt umzugehen und regieren die von ihnen angefertigten Kähne mit seltener Geschicklichkeit. Sie sind von der göttlichen Vorsehung mit allen den Eigenschaften begabt worden, die für die auf dem St. Juan projectirten Werke wünschenswerth sind.

Was die grossen Erdarbeiten betrifft, die für den Durchstich von Salinas auszuführen sind, so findet man mehr als hinreichende Mittel dazu in den städtischen Bevölkerungen des Staats Nicaragua, welche eine Zahl von beiläufig 200000 bilden, die in 25 Städten oder grossen Dörfern vertheilt sind. Sie können ohne alle Störung ihrer Verhältnisse ein stets disponibles Contingent von fünf Procent oder 10000

Männer liefern, wenn eine solche Anzahl von Kräften einmal gebraucht werden sollte. Hierbei sind aber die Kräfte noch nicht mit inbegriffen, welche die benachbarten Indianerstämme liefern können und deren Concurs nicht zu verachten ist. Es sind sehr gesellige und sehr sanfte Christen, welche alle spanisch reden und gegen eine regelmässige Bezahlung zur vollständigsten Disciplin geneigt sind. Auch haben wir die Bevölkerung von Costa-Rica noch nicht mitgezählt, die sich fast ganz mit dem Feldbau beschäftigt und theuer bezahlt wird, und von dem sie abzubringen es nicht rathlich und auch nicht leicht sein dürfte. Indessen muss man eine Militärmacht von etwa 1000 Mann aufstellen, welche zur Disposition der Unternehmer zu stellen die Regierungen der beiden Staaten bereits versprochen haben.

Alle diese Arbeiter werden sich glücklich schätzen, wenn sie täglich  $1\frac{1}{2}$  Francs für eine Arbeit verdienen können, die man nicht unter den Leistungen europäischer Bauern anschlagen kann. Da aber die Soldaten, deren Stand als Typus der Bezahlung angenommen werden kann, täglich bereits 1 Fr. 80 Cent. verdienen, und da die Eröffnung von grossen Arbeitsplätzen in einer Gegend stets eine Preiserhöhung zur Folge hat, so kann man als durchschnittlichen Taglohn der beim Canal zu verwendenden Arbeiter  $2\frac{1}{2}$  Fr. annehmen, wie es auch Garell gethan hat.

Mit sehr wenigen Ausnahmen sind diese verschiedenen Arbeitercontingente nur zu den groben Handarbeiten zu verwenden, welche in der That neun Zehnthelle der lebendigen Kräfte erfordern. Das letzte Zehntel aber, der Handwerkerstand, wie Zimmerleute, Maurer, Steinhauer, Schmiede, Bergleute und Schiffsführer etc. muss aus Europa herbeigeschafft werden. Garell schätzt den täglichen Lohn dieser Handwerker auf  $7\frac{1}{2}$  Francs im Durchschnitt, und es dürfte wohl vorsichtig sein, ihn mit zehn Francs zu berechnen. Nach diesen Elementen sind die Kosten berechnet worden, die für den Durchstich des Salinasthales erforderlich sind und sich wie folgt herausstellen:

Der Salinasarm hat ein Volum von 11.000.000 Cubicmeter Abtrag, pro Meter 2 Fr. 50, . . . . 27.500.000 Fr.

Die Ausgrabung des Canals 7.400.000 Cubicmeter à 2 Fr. 50 . . . . . 18.500.000 „

Das Mauerwerk der Canalwände 340.000 Quadratmeter à 10 Fr. . . . . 3.400.000 „

Der Bau von sechs Kammerschleusen à 1.000.000 Fr. . . . . 6.000.000 „

Summa der Kosten für den Durchstich und den Canal von Salinas . . . . . 55.400.000 Fr.

Wenn man diese Summen mit denen für ähnliche Arbeiten in Europa und in den nordamerikanischen Städten vergleicht, so scheinen sie übertrieben zu sein; auch waren die Angaben des ersten Entwurfes in der That viel geringer, haben sich aber nach und nach höher gestellt. Der erste Anschlag war nach dem Lande berechnet, in welchem der Bau war projectirt worden; nachdem derselbe aber den competentesten Männern war zur Prüfung vorgelegt worden, wurde die Nothwendigkeit dargethan, für die auszuführenden Arbeiten viel höhere Preise anzunehmen, wenn man Unternehmer für die Vollstreckung des Werkes finden will. —

Die Arbeiten des Canals von Nicaragua können gleichzeitig auf allen Punkten der Trace angegriffen und können in einer sehr kurzen Zeit vollendet werden. Es kann hier gar keine Ursache der Verzögerung vorausgesehen werden, weder in den auf dem See noch in den für die Canalisirung des St. Juanflusses auszuführenden Werken. Nicht der gleiche Fall ist es für den Salinasdurchstich, wo alle Kräfte concentrirt werden müssen, wenn das Werk schnell vollendet werden soll.

Der Salinasdurchbruch mit seinen 11.000.000 Cubicmetern Abtrag kann in nicht weniger als drei Jahren seinem Ende zugeführt, die ganze Anlage aber kann nach vier Jahren vollendet sein, so dass sie von den vom atlantischen zum stillen Meere fahrenden Schiffen benutzt werden kann.

Rechnen wir nun die Kosten des ganzen Canales zusammen.

Die Arbeiten an dem Nicaraguasee . . . . .	2.700.000 Fr.
„ „ „ „ östlichen Theil (Fluss St. Juan) . . . . .	24.100.000 „
Die Arbeiten an dem westlichen Theil (Salinasdurchbruch) . . . . .	55.400.000 „
Bauwerke, Telegraphen, besondere Werkzeuge der Gesellschaft . . . . .	3.800.000 „
Verwaltungskosten während vier Jahre . . . . .	4.000.000 „
Voraussichtliche Kosten für den Bau des Canals von Nicaragua . . . . .	90.000.000 Fr.
wozu noch . . . . .	30.000.000 „
zu rechnen sind für Fehler in den Berechnungen, für unvorhergesehene Ausgaben, für Vergütungen an die verschiedenen Unternehmer, Interessen der Actionäre für die ersten Einzahlungen, so dass die sämtlichen Kosten sich auf . . . . .	120.000.000 Fr.

Zur Vervollständigung dieser Skizze geben wir nach Scherz noch eine eingehendere Uebersicht der verschiedenen Projecte zur Verbindung des atlantischen Oceans mit dem stillen Weltmeere:

Ueberblicken wir den verhältnissmässig schmalen Strich Landes, der sich in einer Länge von 575 Leguas zwischen Tehuantepec und Darien hinzieht und das nördliche America mit dem südlichen verbindet, so fällt uns vor allem hoch im Norden, südöstlich von Vera Cruz, die Landenge von Tehuantepec durch ihre ausserordentliche Schmächtigkeit als zur Verbindung beider Oeane besonders geeignet in die Augen; es ist derselbe Punkt, den bereits Ferdinand Cortez zu Anfang des 16. Jahrhunderts in seinen Briefen an Kaiser Carl V. als das „Secreto del Estrecho“ bezeichnet.

Schon der Umstand, dass hier die von Norden kommenden Schiffe nicht erst wie es bei mehr südlich gelegenen Passagen der Fall sein würde, an der atlantischen Seite mehrere Breitengrade südlich fahren und sodann an der pacifischen Küste dieselbe Fahrt wieder aufwärts nach Norden machen müssten, empfiehlt die projectirte Verbindung des Flusses Guazocoalco, welcher sich in den atlantischen Ocean ergiesst, mit dem Flusse Chimalopa oder Chicapa, dessen

Wasser nach dem stillen Ocean fliessen. Die Länge des Canals soll nach der von Kapitän Wyld im Jahre 1850 vorgenommenen Messung 198 geogr. (engl.?) Meilen betragen. Der Regierung der Vereinigten Staaten gebührt das Verdienst, zuerst umfassende technische Untersuchungen an diesem Punkte angeordnet und höchst interessante Resultate darüber veröffentlicht zu haben. Auch hatte sich vor einigen Jahren eine americanische Actiengesellschaft zu der Realisirung dieses Projectes gebildet; allein ausser dem Prospectus ist nichts weiter über deren Gebahrung bekannt geworden, obwohl die Möglichkeit einer Canalisirung an diesem Punkte durch keine spätere Untersuchung in Frage gestellt oder gründliche Zweifel darüber erhoben wurden. Die Herstellungskosten eines Canals auf dieser Linie (378.000 Meter) wurden vom Kapitän Moro auf 30 Millionen Dollars veranschlagt.

Der zweite für eine Canalisirung bestgeeignete Punkt im Isthmus von Centralamerica ist der Nicaraguasee mit Benützung des San Juanflusses im Osten und eines der verschiedenen, in den stillen Ocean mündenden Flüsse oder Esteros im Westen. Die Untersuchungen, welche an diesem Punkte angestellt wurden, sind die gründlichsten und zahlreichsten.

Die Möglichkeit und Leichtigkeit der Ausführung erscheint hier am wahrscheinlichsten und am wenigsten kostspielig. Die gediegenen Arbeiten, welche der englische Marineofficier John Baily über den Nicaraguasee und dessen physische Beschaffenheit veröffentlicht, entheben uns der Aufgabe einer ausführlichen Besprechung. Es ist zu vermuthen, dass, wer sich in irgend einem Theile der Welt für dieses grosse Unternehmen interessirt, das von Baily nach vorhergegangenen Jahre langen hypsometrischen Messungen publicirte Werk und dessen zahlreiche mathematische Angaben kennt; wir theilen daher nur die wichtigsten Daten daraus mit.

Der Nicaraguasee erhebt sich 121' 6" über das caribische Meer und 128' 3" über den stillen Ocean, von welchem derselbe 15½ englische Meilen entfernt ist. Der See ist von Süden nach Norden 95 Meilen lang, von Osten nach Westen 30 Meilen breit und zählt an den Ufern 12, in der Mitte 270, und durchschnittlich 30—60 Fuss Tiefe. Der Lauf des San Juanflusses mit allen seinen Krümmungen beträgt in südöstlicher Richtung von seinem Ausflusse aus dem See bis zu seiner Ergiessung in das caribische Meer 79 englische Meilen. Die Wasserscheide, welche die Gewässer des stillen Oceans von jenen des atlantischen trennt, erhebt sich bis zu einer Höhe von 615 Fuss über die Meeresfläche. Die geologische Beschaffenheit des untersuchten Terrains ist Kalkstein, Schiefer und Thon.

Obleich alle die verschiedenen Projecte einer Canalisirung des Isthmus von Nicaragua (295.000 Meter) den San Juanfluss zu ihrem gemeinsamen Ausgangspunkte am atlantischen Ocean haben, so differiren dieselben doch wesentlich in ihren Auslaufpunkten am stillen Meere. Es sind hierzu drei verschiedene Linien in Vorschlag gebracht, von denen uns jedoch die in jüngster Zeit auch von Herrn Squier in seinem prachtvoll ausgestatteten Reisewerk über Nicaragua adoptirte, die meisten Vortheile zu bieten scheint. Diese Linie würde den Nicaraguasee durch den Tipitapafloss mit

dem Managuasee und dem Estero Real im Golf Fonseca verbinden, und eine Totallänge von 254 englische Meilen haben, wovon jedoch nur 191 Meilen wirkliche Canalisation wären. Allein die mehrfachen Actiengesellschaften, die sich behufs der Ausführung dieses Unternehmens unter den vortheilhaftesten pecuniären Auspicien zu verschiedenen Zeiten mit rascher Begeisterung gründeten, haben sich eben so schnell wieder aufgelöst, und vorläufig besteht selbst an dieser Stelle, welche doch so viele Aussichten auf einen glücklichen Erfolg verspricht, nur eine höchst mangelhafte Wasser- und Landverbindung zwischen den beiden Oceanen, hervorgerufen und zur steigenden Nothwendigkeit geworden durch die sich täglich mehrende Wanderung der Nordamericaner nach dem Goldlande von Californien.

Welcher Gewinn aber den Passagieren, dem Handel und dem Lande durch eine directe Canalverbindung erwachsen würde, mag man leicht aus den namhaften Vortheilen wahrnehmen, die schon jetzt bei den so mangelhaften Verkehrswegen sich herausstellen, wo man auf schlechten kleinen Dampfeln, die noch überdies der Stromschnellen im San Juanflusse wegen mehrfach gewechselt werden müssen, nach einem erbärmlichen Landungsplatz am See transportirt und von dort zu Lande auf dem dünnen Rücken abgematteter Maulthiere nach dem pacifischen Ufer weiter geschafft wird, um mit einem halb unbrauchbar gewordenen Dampfschiff die Reise nach San Francisco fortzusetzen. Eine derartige Beförderung kostet viel Zeit, viel Geld und viel Unbehagen; und gleichwohl verkehren ungefähr 3000 Reisende allmonatlich auf dieser Route.

Die Transitgesellschaft, die sich im Jahre 1848 als American Atlantic and Pacific-Ship-Canal-Company zum Baue eines Schiffscanal zwischen dem San Juanflusse und irgend einem im Territorium von Nicaragua gelegenen Punkte am stillen Ocean constituirte, in ihrem Contracte mit der Regierung von Nicaragua die Zeit der Erbauung des Schiffscanal auf zwölf Jahre, jene der Nutzniessung desselben aber auf fünfundachtzig Jahre festsetzte und ausserdem namhafte Zugeständnisse an fruchtbaren Ländereien und noch andere Privilegien erhielt, hat sich allmählig in eine Transit-Company verwandelt, welche zweimal des Monats reiselustige Yankee's nach und von Californien befördert und dabei so glänzende Geschäfte macht, dass sie darüber ihren Hauptzweck und den Kernpunkt ihrer eingegangenen Obliegenheiten völlig vergessen zu haben scheint.

Die Vermessungen für den Canal, welche nach Art. 10 des Gesellschaftscontracts innerhalb eines Jahres nach der Ratification desselben beginnen sollten, sind trotz achtjährigem Bestande der Compagnie noch bis heute (1857) nicht geschehen und es herrscht selbst unter den Eingebornen wenig Vertrauen in eine Ausführung des Verbindungscanal durch diese Gesellschaft. Trotzdem, dass sie glänzende Einnahmen macht, hat sie nicht einmal die jährlich an den Staat von Nicaragua laut Contractsstipulation zu bezahlenden 10000 Dollars regelmässig geleistet, und als wir uns im Februar 1854 einige Wochen in Managua, dem Sitz der Regierung von Nicaragua, aufhielten, sprach der Fruto Chamorro, der damalige Präsident, gegen uns den bestimmten

Entschluss aus, den Vertrag mit der American-Transit-Company wegen mehrerer nicht erfüllter Verpflichtungen lösen und die Navigation des Sees sowohl wie den Verkehr zwischen beiden Oceanen der freien Concurrenz überlassen zu wollen. Die Regierung von Nicaragua will sich bloss das Recht vorbehalten, von jedem den Isthmus von Nicaragua passirenden Reisenden zwei Dollars für den Staatsschatz zu erheben.

Was aber die Vollendung eines Canals auf dieser Isthmusstelle trotz der Vortheile der physischen Verhältnisse noch auf lange hinaus verzögern dürfte, das ist die Unsicherheit der politischen Zustände. Ein Werk, welches selbst mit dem energischsten Yankee'eifer mindestens ein Jahrzehend für seine Ausführung erbeischt, kann nur unter den Segnungen eines vollkommenen Friedens fortschreiten und vollendet werden. Diese wesentliche Bedingung fehlt aber dermalen in Nicaragua noch gänzlich.

Auch der Durchstechung des Isthmus zwischen Chagres und Panama (nach Garella's Messungen 76540<sup>m</sup>,0), an welcher Stelle eine Zeit lang das Problem der Canalisirung beider Oceane gelöst zu sein schien, und deren Kosten der vom französischen Gouvernement im Jahre 1843 abgesandte Ingenieur Garella auf 143½ Millionen Francs veranschlagte, haben sich bei spätern Untersuchungen so grosse Schwierigkeiten entgegengestellt, dass man das Canalisationsproject wieder völlig fallen liess, und dafür das Project einer Eisenbahn aufnahm \*).

Ein anderer Punkt, welcher durch den Umstand, dass hier die Andeskette wie vielleicht nirgends in ganz America völlig unterbrochen ist und der Isthmus eine Strecke lang gänzlich verschwindet, zu einer Canalisirung ganz besonders günstig erscheint, ist die Strecke zwischen Port Cupica am stillen Ocean und der Mündung des Atratoflusses in den atlantischen Ocean in Neugranada. Schon im Jahre 1504 deuteten die Eingebornen der Provinz Choco diese Route als die kürzeste an, um nach den Ufern des Südmeeres zu gelangen, welches auch wirklich bald darauf von Bonito in einem Kahn, den er im Golfe von San Miguel fand, zuerst beschrift wurde.

Im Jahre 1788 soll nach einer von Humboldt gemachten Mittheilung (der jedoch nicht selbst an Ort und Stelle war) der thätige Pfarrer des Indianerdorfes Novita in der Provinz Choco durch seine Pfarrkinder eine Art Canal haben höhlen lassen, der während der Regenzeit für kleine Kähne schiffbar ist und sodann eine derartige Verbindung zwischen dem Rio Atrato und dem Rio Noanama herstellt, dass in

\*) Der verdienstvolle Ingenieur-Geograph Oberst Augustin Codazzi zu Bogota in Neugranada, welcher durch seine Studien und Leistungen als eine Autorität für die Beurtheilung der örtlichen Ausfuhrbarkeit der verschiedenen projectirten Linien zur Herstellung eines interoceanischen Schiffahrtscanals betrachtet werden muss, hält die Verbindung von Colon oder Chagres mit Panama als die einzige mögliche Canallinie und glaubt derselben auch über die Linie von San Juan de Nicaragua den Vortheil einräumen zu müssen. Der Isthmus ist an jener Stelle am schmalsten und seine höchste Erhebung übersteigt nicht 150 Fuss. Allein weder am höchsten Meere noch am atlantischen Ocean befinden sich gute sichere Häfen, und nur die Herstellung eines sehr kostspieligen künstlichen Hafens könnte die Ansiedlung an der Ostseite vor häufig wiederkehrenden Ueberschwemmungen behüten.

jener Zeit die Indianer mit ihren mit Cacao beladenen Kähnen von einem Meere zum andern (eine Distanz von 95 Leguas) fahren. Aus den genauern Untersuchungen des Capitän Cochrane im Jahre 1824 scheint gleichwohl hervorzugehen, dass die Ausführung eines Canals für Schiffe aller Grössen durch das Thal von Naipipi, einer transversalen Ebene, fast unübersteiglichen Hindernissen begegnet und die Reise von einem Ocean zum andern einen sehr bedeutenden Zeitaufwand kosten würde \*). Dennoch lässt eine englische Compagnie, die Promoters of the Atlantic and Pacific Union, ihre Untersuchungen an dieser Isthmus-Stelle namentlich zwischen dem Rio Atrato und dem Port Cubica fortsetzen.

Ebenso wenig scheint sich eine andere in mehr nord-westlicher Richtung am Isthmus von Darien versuchte Passage, nämlich zwischen dem Golfe von San Miguel und dem Cap Corrientes mit Benützung des Rio Savana nach den uns seit her bekannt gewordenen neuesten Nachrichten (März 1854) der Ausführung eines Schiffscanals günstig zu erweisen. Mindestens lauten die Berichte des Capitän Prevost, Commandanten des englischen Kriegsdampfers Virago, äusserst unbefriedigend. Derselbe hatte am 16. December 1853 von Panama aus den benachbarten Golf San Miguel besucht und war von dort so weit als möglich den Rio Savana hinaufgefahren. Am 7. Jänner 1854 erreichte dieser Officier nach grossen Mühen und mit dem Verluste von vier Matrosen, welche durch feindliche Indianer getödtet worden waren, den nördlichen Cordillerezug in der Nähe des Port Ecossais und überzeugte sich gleichzeitig von der Unausführbarkeit des beabsichtigten Unternehmens in dieser Richtung. Zu Anfang des Jahres 1854 unternahm eine Anzahl waghalsiger Amerikaner, unterstützt von ihrer Regierung, gleichfalls eine Entdeckungsreise nach dem Isthmus von Darien, in der Absicht den tauglichsten Punct zur Herstellung eines Schiffahrtscanals zwischen dem atlantischen Ocean und dem stillen Weltmeer zu ermitteln. Ohne zuverlässige Karten studirt zu haben, ohne die geringste Kenntniss der Hülfquellen des wilden Landes, welches sie zu durchforschen beabsichtigten, drangen die kühnen Wanderer in die Wildnisse Dariens, verfolgten den Lauf verschiedener Flüsse und glaubten endlich schon nach wochenlanger, mühevollster Reise dem Golf S. Miguel am stillen Ocean nahe zu sein, als sie zur furchtbaren Ueberzeugung gelangten, dass sie sich, ohne Führer, ohne Lebensmittel, ohne Hülfe in den einsamen Urforsten der Cordilleren auf völlig irriger Fährte befanden. Nur Wenigen von ihnen, darunter der Lieutenant Strains, der Commandant der Expedition, gelang es, dem Hungertode zu entinnen und nach unsäglichem Mühsalen das Dorf Yavisa an der Ostküste wie-

der zu erreichen. Die meisten starben unterwegs und ihre trockenen Leichname dienten den verzweifelnden Gefährten zur Fristung ihres bereits halberloschenen Lebens. Auch diese schaudervolle Expedition liefert nur einen Beweis mehr von der Unmöglichkeit der Ausführung eines Schiffscanals im Isthmus von Darien \*).

Von allen verschiedenen bisher bekannten und untersuchten Puncten von Tehuantepec bis Darien dürfte unbestritten ein Durchstich am Isthmus von Nicaragua mit seinen zahlreichen Seen und Flüssen noch die meisten Vortheile und die grösste Wahrscheinlichkeit eines günstigen Erfolges vereinigen und es wäre wünschenswerth, dass sich alle geistigen Kräfte, welche die Ausführung dieses Unternehmens zu ihrem Studium machen, statt sich in neue Aufsuchungen zu verliehen, auf diesen einen Punct concentriren möchten! Das Interesse, welches der Welthandel an der Ausführung dieser Oceanverbindung nimmt, steigert sich täglich mehr mit dem Bedürfnisse nach neuen rascheren Abzugsquellen, und mit der stets zunehmenden Emigration nach dem Westen werden sich die Nothwendigkeit eines schnelleren Verkehrsweges und die pecuniären Vortheile desselben für die Unternehmer immer augenfälliger herausstellen. Am meisten aber scheinen die Vereinigten Staaten von Nord-Amerika an dem Zustandekommen dieser Oceanverbindung interessirt. Denn würde auch durch einen solchen Canal den aus Europa kommenden Schiffen die leidige Umschiffung des stürmischen Cap Horn erspart und der Verkehr mit Japan und dem indischen Archipelagus um mehrere tausend englische Meilen gekürzt, so sind doch die Vortheile für die Vereinigten Staaten ungleich grösser. Eine Reise von New-York und Boston nach dem Oregon-Gebiete, die jetzt um das Cap Horn 7125 französische Lieues beträgt, viele Monate dauert, und die Colonisirung dieses prachtvollen Staatsgebietes so sehr erschwert, würde durch eine Canalisirung des Isthmus auf 3500 Lieues reducirt, die Colonisation wesentlich erleichtert werden und die Reise zugleich bedeutend an Gefahren verlieren. Nicht minder grosse Vortheile würden den Vereinigten Staaten durch diese Oceanverbindung für ihren so namhaften Verkehr mit China, den Philippinen und ihren politischen Einfluss auf den Südsee-Inseln erwachsen. Mehr als 8.000.000 Menschen, welche die Südküste bewohnen und jetzt vier bis fünf Monate vom Norden der Union getrennt sind, würden durch die besprochene Canalisirung bis auf 30 oder 40 Tage näher gerückt werden, und sich dadurch die Zahl der Abnehmer der nord-amerikanischen Erzeugnisse wesentlich vermehren.

Was die Herstellungskosten einer Vereinigung beider Meere durch einen Canal am Isthmus von Nicaragua betrifft, so beweist wohl die Divergenz in den Ziffern der verschiedenen, bisher von Fachmännern und practischen Reisenden gemachten Ueberschläge am besten, wie schwer es ist, von demselben eine auch nur annähernde Schätzung zu machen. Baily schlägt die Kosten auf 29.650.000 Dollars an, Stephens auf 20—25.000.000 Doll., Squier gar auf 100.000.000

\*) Dem mehrseitig erhobenen Einwande gegenüber, als sei die ungleiche Höhe der beiden Meere ein unbesiegbares Hinderniss für eine Canal-Verbindung, weist Mr. Chevalier in seiner mehrfach erwähnten Schrift der grossen Analogie wegen auf den Isthmus von Suez hin, wo gleichwohl ein Unterschied von 0.90 Cm. um welche nach Lessep's Messungen das rothe Meer bei Suez höher ist als das mittelländische bei Thynek (plage de Faramak) sich keineswegs dem glücklichen Resultate eines Durchstiches hinderlich zeigt. Nach Chevalier und Lloyd ist der stille Ocean bei Panama bei Hochwasser um 1 M. 7 Cm., nach James Wyld um 9' 4" höher als der atlantische Ocean.

\*) Eine äusserst interessante Schilderung dieser „United States Darien exploring expedition“ findet sich von der Feder des muthvollen Lieutenant Strains in Harper's Magazin, New-York, 1855 für März.



Dollars. Michel Chevalier, der dieselben in einer äusserst gründlichen Abhandlung über den Isthmus von Panama \*) auf 150 bis 200 Millionen Francs (20 bis 30.000.000 Dollars) schätzt, meint, diese Summe wäre für die drei Regierungen von Frankreich, England und Nord-Amerika wohl der Ausgabe werth, um die Segnungen des Friedens wie den Frieden immer mehr zu sichern. Zur allmäligen Deckung der Kosten schlägt der geistreiche französische National-Oeconom für jedes den Canal passierende Schiff einen Zoll (péage) von 10 Francs (2 Dollars) per Tonne vor, so dass, wenn zwei Drittheile der Schiffe des stillen Oceans den Canal durchfahren und deren Gehalt 1.200.000 Tonnen beträgt \*\*) circa 8 Millionen Francs jährlich eingehen würden. Dieser Zoll scheint dem Proponenten nicht zu hoch, wo die Gefahr des stürmischen Cap Horn beseitigt, die Dauer der Reise so beträchtlich gekürzt und eine weit geringere Assecuranz-Prämie zu bezahlen wäre.

### Projecte der a. p. bogenförmigen Gitterbrücken,

von Jos. Langer, k. k. Ingenieur.

(Mit Zeichnungen auf Blatt Nr. 10.)

(Fortsetzung des im 2. Hefte begonnenen Aufsatzes.)

Die aus dem Hängescheitel wagerecht zum Widerlager geführte Gegenkette theilt das System in so fern in zwei Hälften, als das Biegemoment — das bei partiellen Belastungen eintretende — bei der Belastung zum Scheitel verschwindet und in diesem Augenblicke weder die belastete noch die unbelastete Hälfte des Systems auf Biegung in Anspruch genommen wird. Das Biegemoment wird erst bei der weiter (über die Mitte hinaus) fortschreitenden Belastung wieder thätig.

Ich werde das System unter verschiedenen Belastungsphasen in Betracht nehmen; ich werde dessen Verhalten zuerst bei der partiellen Belastung der einen Hälfte, dann unter der Belastung bis zur Hälfte und dann bei der Belastung über die Hälfte untersuchen.

1. Belastung auf  $\frac{1}{2}$  der freien Länge. — Mit Zuziehung der nebenstehenden Figur 2 gelange ich zur Kenntniss der aus der Belastung in den Endpunkten des Halbsystems resultirenden Horizontal- und Verticalkräfte. Ich habe in Ansehung des Kräfteparallelograms, welches die Tangentiale  $T$  mit den Sehnenzügen  $S$  und  $Z$  einschliesst, hier die Proportion:

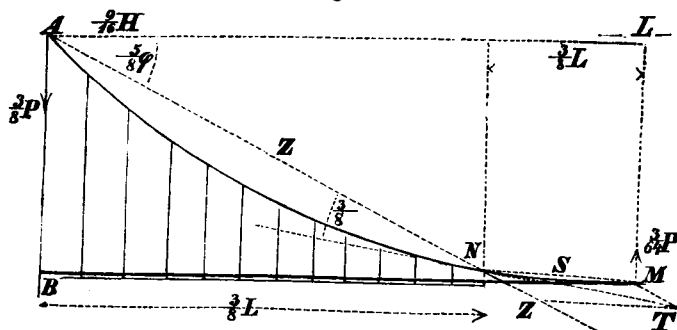
$$T : S : Z = \sin \frac{1}{2} \varphi : \sin \frac{1}{2} \varphi : \sin \frac{1}{2} \varphi$$

und finde daraus den Sehnenzug auf den unbelasteten Theil des Halbbogens und den Sehnendruck auf den belasteten Theil

\*) Michel Chevalier, L'Isthme de Panama. Examen historique et géographique des différents directions suivant lesquelles on pourrait le percer et des moyens à y employer. Paris 1844.

\*\*) Die Zahl der Kauffahrer, welche im Jahre 1847 (also noch bevor Californien dem europäischen Handel geöffnet wurde) aus englischen Häfen nach dem pacifischen und indischen Ocean segelten und davon einliefen, betrug 2322 Schiffe mit einem Gehalte von 976,451 Tonnen. Der declarirte Werth der Ausfuhr aus Grossbritannien nach diesen Oceanen betrug im gleichen Zeitraume 25,568,178 Pfd. Sterling. Der Tonnengehalt der Schiffe, welche zwischen amerikanischen Häfen und dem stillen Ocean verkehren, ist sicher nicht viel geringer.

Fig. 2.



desselben beziehungsweise mit

$$S = T \frac{\sin \frac{1}{2} \varphi}{\sin \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} H \frac{1}{\cos \frac{1}{2} \varphi}, \quad \left( \text{da } T = \frac{H}{\cos \frac{1}{2} \varphi} \right)$$

$$Z = T \frac{\sin \frac{1}{2} \varphi}{\sin \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} H \frac{1}{\cos \frac{1}{2} \varphi};$$

aus diesen finde ich durch Zerlegung die gesuchten Horizontalen und Verticalen u. z.

im Hängescheitel wirksam

$$o_1 = S \cos \frac{1}{2} \varphi = \frac{1}{2} H \frac{\cos \frac{1}{2} \varphi}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} H,$$

$$v_1 = S \sin \frac{1}{2} \varphi = \frac{1}{2} P \frac{1}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} P,$$

in welcher letzter Gleichung  $H = \frac{P}{2 \tan \varphi}$  fungirt;

im Aufhängepunkte rückwirkend

$$o_2 = Z \cos \frac{1}{2} \varphi = \frac{1}{2} H \frac{\cos \frac{1}{2} \varphi}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} H,$$

$$v_2 = Z \sin \frac{1}{2} \varphi = \frac{1}{2} P \frac{1}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} P,$$

in welcher letzterm Ausdrücke wieder  $H = \frac{P}{2 \tan \varphi}$  benützt ist.

Die im Hängescheitel in der Richtung aufwärts thätige Verticale  $v_1 = \frac{1}{2} P$ , wenn hier keine Stütze, keinen Halt findend, wirkt auf die Verminderung des im Systeme vorhandenen Horizontalschubes. Diese Verminderung beträgt, aus

$$\frac{3}{64} P = h \tan \frac{1}{2} \varphi, \quad h = \frac{3}{16} H = \frac{3}{16} \frac{PL}{8f},$$

wornach der übrig bleibende Horizontalzug

$$o_1 - h = \frac{9}{16} \frac{PL}{8f}$$

ist und damit im Zusammenhange der Verticaldruck im Aufhängepunkte

$$\frac{P}{2} - \frac{5}{64} P - \frac{3}{64} P = \frac{3}{8} P$$

wird.

So wird die gesammte Horizontalwirkung — mit Rücksichtnahme auf die Eigenlast der Construction — betragen

$$O = \frac{9}{16} \frac{PL}{8f} + \frac{\alpha PL}{8f} = \frac{PL}{8f} \left( \alpha + \frac{9}{16} \right),$$

und der aus beiden Lasten hervorgehende Verticaldruck im Aufhängepunkte

$$V = \frac{3}{8} P + \frac{\alpha P}{2} = \frac{P}{2} \left( \alpha + \frac{3}{4} \right).$$

Diese für den gedachten Belastungsfall geltenden Werthe der Horizontal- und Verticalkräfte  $O$  und  $V$  werden nun in die allgemeinen Formeln einzuführen sein, welche sofort für die Bestimmung der Inanspruchnahmen der Einzeltheile des Systems unter dieser Belastung aufgestellt werden sollen.

Die Grundformeln erscheinen bereits (sub 1 und 2 siehe 2. Heft d. J. pag. 30) für den belasteten Systemtheil in den Analogien

$$Wa = Ok_x - Vd_x + (pd)$$

$$Xa = -Ok_x + Vd_x + (p\delta)$$

aufgestellt. Sie erhalten ihre spezifische Geltung für den gegenwärtigen Fall durch die Einverleibung der obigen Werthe für  $O$  und  $V$ , im Uebrigen was  $k_x$  und  $x_x$ ,  $d_x$  und  $\delta_x$ ,  $(pd)$  und  $(p\delta)$  betrifft, die speciellen Bedeutungen beibehaltend, welche ihnen nach der ersten Entwicklung zukommen. So gelangt man zu den besonderen Ausdrücken

$$\left. \begin{aligned} W &= -\frac{P}{a} \left( \frac{3}{32} d_x - \frac{7}{32L} d_x^2 \right) + \\ &+ \frac{P \left( \alpha + \frac{9}{16} \right)}{16fL} \sqrt{L^2 + 64f^2 \left( \frac{L}{2} - d_x \right)^2} \\ X &= +\frac{P}{a} \left( \frac{3}{32} \delta_x - \frac{7}{32L} \delta_x^2 \right) + \\ &+ \frac{P \left( \alpha + \frac{9}{16} \right)}{16fL} \sqrt{L^2 + 64f^2 \left( \frac{L}{2} - \delta_x \right)^2} \end{aligned} \right\} \dots (13)$$

welche zur Berechnung der Kettenspannungen im belasteten Constructionstheile dienen.

Jetzt handelt es sich zunächst um die Werthbestimmung von  $a$  für das vorliegende Project einer Hängebrücke, bei welcher wieder

die Spannweite . . . .  $L = 252$  Fuss,

die zufällige Gesamtlast  $P = 10000$  Ctr.,

die Constructionslast . .  $\alpha P = 4000$  Ctr.

und die Pfeilhöhe . . .  $f = 21$  Fuss sein soll. Den Vorsatz im Auge, einen Träger zu construiren, dessen Bogenbänder unter keiner Partialbelastung ungünstiger beansprucht werden, als unter der Gesamtbelastung, für welche sie zu bemessen sind, habe ich die Wandhöhe  $a$  so zu wählen, dass die zweite der Gleichungen (13) für die Distanz  $\delta_x = \frac{1}{16} L$ , d. i. für die gefährliche Stelle

$$X = \frac{1}{2} T = \frac{PL(\alpha + 1)}{16f \cos \varphi}$$

gibt.

Die besagte Gleichung gibt hiefür

$$a = \frac{81f \cos \varphi}{32.16 [\alpha + 1 - (\alpha + \frac{9}{16}) \cos \varphi]} = \frac{81}{224} f. \quad (14)$$

Bei der in Rede stehenden Partialbelastung genügt also diese Wandhöhe.

2. Belastung der Hälfte. — Das Verhalten des Systems stellt sich unter der Belastung der Brücke vom Widerlager zur Scheitelmittle sehr einfach. Die vom Scheitel zum jenseitigen Widerlager wagerecht führende Gegenkette nimmt direct und vollständig den Horizontalzug auf, welcher im Scheitel des Systems mit  $H = \frac{PL}{8f}$  resultirt. Der belastete

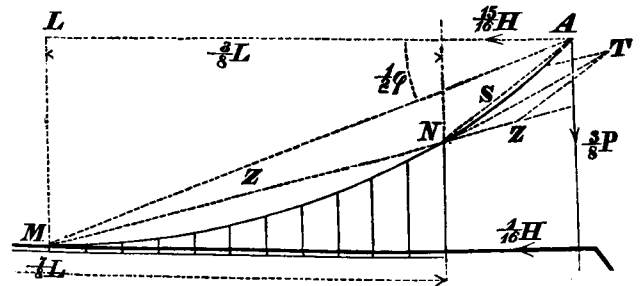
Halbbogen wird allerwärts normal beansprucht und erfährt dieselben Spannungen, welche unter der Belastung der ganzen Brückenlänge in den Kettensträngen eintreten, während der unbelastete Halbbogen von der vorhandenen zufälligen Belastung gar nicht influenzirt wird. Das Biegemoment ist in diesem Augenblicke Null sowohl für die eine wie für die andere Hälfte des Systems, so dass für diesen momentanen Be-

lastungsfall irgend eine Wandhöhe, oder irgend eine Versteifung des Tragbogens nicht nöthig erscheint.

Bei dieser Belastungsphase tritt das Maximum der Spannung für die Gegenkette im obigen Werthe von  $H$  ein, und ist diese darnach zu bemessen.

3. Belastung auf  $\frac{1}{2}$  der freien Länge. — Behufs der Erkennung der bei dieser Belastung im Scheitel und im Aufhängpunkte dieses eintretender Horizontal- und Verticalkräfte zeichne ich die beistehende, die zweite Hälfte des Systems vorstellende Fig. 3. Aus der Betrachtung derselben er-

Fig. 3.



gibt sich zwischen den Kräften  $T$ ,  $S$  und  $Z$  die Proportion

$$T : S : Z = \sin \frac{1}{2} \varphi : \sin \frac{1}{2} \varphi : \sin \frac{1}{2} \varphi,$$

und aus dieser fließen die Werthe der Sehnenszüge

$$S = T \frac{\sin \frac{1}{2} \varphi}{\sin \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} T = \frac{1}{2} H \frac{1}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} H,$$

$$Z = T \frac{\sin \frac{1}{2} \varphi}{\sin \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} T = \frac{1}{2} H \frac{1}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} H;$$

diesen gemäss resultiren:

im Aufhängpunkte die Horizontalkraft

$$O_1 = S \cos \frac{1}{2} \varphi = \frac{1}{2} H \frac{\cos \frac{1}{2} \varphi}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} H = \frac{3}{4} \frac{PL}{8f},$$

in demselben der Verticaldruck:

$$V_1 = S \sin \frac{1}{2} \varphi = \frac{1}{2} H \frac{\sin \frac{1}{2} \varphi}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{21}{64} P \frac{1}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{21}{64} P,$$

in Berücksichtigung und Einsetzung des Werthes von

$$H = \frac{P}{2 \tan \varphi}$$

im letztern Ausdrucke.

Im Scheitel resultiren durch Zerlegung des Sehnenschubs  $Z$  der Horizontaldruck

$$O_2 = Z \cos \frac{1}{2} \varphi = \frac{1}{2} H \frac{\cos \frac{1}{2} \varphi}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{1}{2} H = \frac{1}{4} \frac{PL}{8f},$$

und der Verticaldruck abwärts

$$V_2 = Z \sin \frac{1}{2} \varphi = \frac{1}{2} H \frac{\sin \frac{1}{2} \varphi}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{3}{64} P \frac{1}{\cos \frac{1}{2} \varphi} = \frac{3}{64} P,$$

wornach:

$$H - O_2 = \frac{1}{2} H = O_1 \text{ und } V_1 + V_2 = \frac{1}{2} P$$

sein muss.

Das im freien Scheitel lastende  $V_2$  wird von der Gegenkette der ersten Systemhälfte und von dem Tragbogen  $MA$  der in Betracht stehenden zweiten Systemhälfte aufgenommen und im Wege des letztern auf den Stützpunkt  $A$  übertragen. Dabei tritt eine Erhöhung des Horizontalzuges um

$$h = \frac{3}{16} H = \frac{3}{16} \frac{PL}{8f}$$

ein; denn es ist:

$$\frac{3}{64} P = h \tan \frac{1}{2} \varphi \text{ und } P = 2H \tan \varphi.$$



Somit beträgt der ganze Horizontalzug anlässlich der vorhandenen Belastung:

$$O_1 + h = \frac{3}{4}H + \frac{3}{16}H = \frac{15}{16} \frac{PL}{8f},$$

und besteht ausserdem der Horizontalzug von  $\frac{\alpha PL}{8f}$  im System anlässlich der Eigenlast der Construction.

Die horizontale Totalwirkung, hervorgehend aus der zufälligen Belastung und aus der Constructionslast zugleich, wird also im Scheitel wie im Aufhängepunkte sein

$$O = \frac{PL}{8f} \left( \alpha + \frac{15}{16} \right),$$

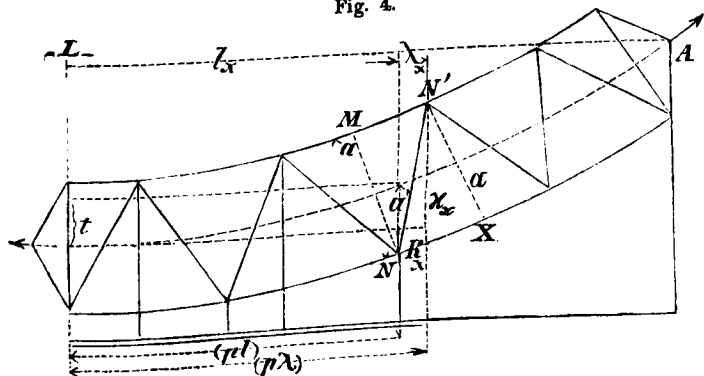
so wie die verticale Totalwirkung, aus beiden Lasten resultierend, im Aufhängepunkte sein wird

$$V = \frac{P}{2} \left( \alpha + \frac{3}{4} \right),$$

im Scheitelpunkte aber = 0.

Nachdem nun die horizontalen und verticalen Kräfte bekannt sind, kann mit Zuziehung der beigegebenen Xylographie Fig. 4 zur Aufstellung der allgemeinen für den gegen-

Fig. 4.



wärtigen Belastungsfall giltigen Formeln geschritten werden, die zur Berechnung der Spannungen in den einzelnen Kettengliedern dienen sollen.

Die Grundgleichungen, gültig für das Gleichgewicht der Kräfte und Gegenkräfte im belasteten Theile des fraglichen Halbsystems sind:

$$\begin{aligned} Wa &= Ok_x + (pl) \\ Xa &= Ox_x - (p\lambda) \end{aligned} \quad (15)$$

In diese kommen die speciellen Werthe:

$$k_x = a' - t = \frac{a}{2 \cos \varphi_x} - \frac{4fl_x^2}{L^2} =$$

$$= \frac{\alpha}{2L^2} \sqrt{L^2 + 64f^2 l_x^2} - \frac{4fl_x^2}{L^2},$$

$$\lambda_x = a' + t = \frac{a}{2 \cos \varphi_x} + \frac{4f\lambda_x^2}{L^2} =$$

$$= \frac{\alpha}{2L^2} \sqrt{L^2 + 64f^2 \lambda_x^2} + \frac{4f\lambda_x^2}{L^2},$$

$$(pl) = \frac{P(\alpha + 1)l_x^2}{2L}, \text{ und } (p\lambda) = \frac{P(\alpha + 1)\lambda_x^2}{2L}$$

und ausserdem O mit dem oben ermittelten Werthe einzuführen; womit die Grundformeln (15) lauten:

$$\begin{aligned} W &= + \frac{P}{a} \left( \frac{1}{32L} l_x^2 \right) + \frac{P(\alpha + \frac{15}{16})}{16fL} \sqrt{L^2 + 64f^2 l_x^2} \\ X &= - \frac{P}{a} \left( \frac{1}{32L} \lambda_x^2 \right) + \frac{P(\alpha + \frac{15}{16})}{16fL} \sqrt{L^2 + 64f^2 \lambda_x^2} \end{aligned} \quad (16)$$

Mit  $l_x$  und  $\lambda_x$  sind die vom Scheitel aus zu messenden horizontalen Abstände gemeint.

Die ähnlichen für das unbelastete Segment des betrachteten Halbsystems giltigen Bestimmungsformeln stellen sich dar in

$$\begin{aligned} W' &= + \frac{P}{a} \left( \frac{3}{32} d_x - \frac{15}{32L} d_x^2 \right) + \\ &+ \frac{P(\alpha + \frac{15}{16})}{16fL} \sqrt{L^2 + 64f^2 \left( \frac{L}{2} - d_x \right)^2} \\ X' &= - \frac{P}{a} \left( \frac{3}{32} \delta_x - \frac{15}{32L} \delta_x^2 \right) + \\ &+ \frac{P(\alpha + \frac{15}{16})}{16fL} \sqrt{L^2 + 64f^2 \left( \frac{L}{2} - \delta_x \right)^2} \end{aligned} \quad (17)$$

wo  $d_x$  und  $\delta_x$  die vom Widerlager zu messenden Horizontalabstände sind.

$$\text{Die Formel 16 verlangt für } W_{\max} = \frac{P(\alpha + 1)L}{16f \cos \varphi}$$

auf dem Abstände die Wandhöhe

$$l_x = \frac{1}{4}L, \quad a = \frac{9}{512} \frac{f \cos \varphi}{\alpha + 1 - (\alpha + \frac{15}{16}) \cos \varphi} = \frac{9}{32}f,$$

$$l_x = \frac{1}{2}L, \quad a = \frac{1}{32} \frac{f \cos \varphi}{\alpha + 1 - (\alpha + \frac{15}{16}) \cos \varphi} = \frac{1}{2}f,$$

$$l_x = \frac{3}{8}L, \quad a = \frac{9}{128} \frac{f \cos \varphi}{\alpha + 1 - (\alpha + \frac{15}{16}) \cos \varphi} = \frac{9}{8}f.$$

Die Formel 17 verlangt für dasselbe  $W_{\max}$  auf dem Abstände

$$d_x = \frac{1}{4}L,$$

die Wandhöhe

$$a = \frac{33}{512} \frac{f \cos \varphi}{\alpha + 1 - (\alpha + \frac{15}{16}) \cos \varphi} = \frac{33}{32}f,$$

für die Eingangs in Betracht genommene Belastung auf  $\frac{1}{4}$  der Brückenlänge hatte sich die Wandhöhe mit (Formel 14)

$$a = \frac{8}{512} \frac{f \cos \varphi}{\alpha + 1 - (\alpha + \frac{15}{16}) \cos \varphi} = \frac{81}{224}f$$

ergeben. Soll die Bogenwand mit dieser letztern, für alle nicht über die freie Mitte hinausgehenden Belastungsphasen genügenden, für die weiter gehenden aber ungenügenden Wandhöhe durchgeführt werden, so muss man zur Anwendung einer Gegenkette Zuflucht nehmen, die aus dem  $\frac{1}{4}L$ - oder auch aus dem  $\frac{3}{8}L$ - Punkte der Bogenwand zum Widerlager abfällt. In beiden Anlagen wird sich dieses Constructionsmittel zweckentsprechend erweisen.

Ich habe die Belastung auf  $\frac{1}{4}$  der Brückenlänge, als eine minder ungünstige, nicht in Betracht gezogen. Es entspricht dem Momente derselben die Wandhöhe:

$$a = \frac{5}{32} \frac{f \cos \varphi}{\alpha + 1 - (\alpha + \frac{15}{16}) \cos \varphi} = \frac{5}{24}f.$$

Wollte man — um die Bogenwand in einem noch schlankeren Verhältniss der Höhe zur Länge zu construiren — die Wandhöhe nach diesem letztgenannten Maasse (von  $a = \frac{5}{24}f$ ) durchführen, so würde man die oben bezeichnete Gegenkette auch als Sattelstütze behandeln und so formiren müssen, dass sie nicht nur auf Zug, sondern auch auf Pressung beansprucht werden könnte — zunächst des einen Widerlagers auf Pressung, zunächst des andern auf Zug. Damit erschiene nämlich die Bogenspannweite jederseits um  $\frac{1}{4}L$  oder  $\frac{3}{8}L$  reduziert, und die freie Länge also auf  $\frac{1}{2}L$  oder  $\frac{1}{4}L$  vermindert, was die beabsichtigte Wirkung thäte.

Abstrahirt von der Anwendung der Gegenketten oder Sattelstreben im besagten Sinne, berechnet sich die Inanspruchnahme der Gitterstreben des Balkens am grössten bei der Be-

lastung der Brücke auf  $\frac{1}{2}L$  und auf  $\frac{1}{2}L$ , u. z. mit dem Maximalbetrage von  $Y = \frac{1}{2}P \frac{1}{\cos \beta}$ , wenn  $\beta$  den von der Strebe mit dem Bogenbände eingeschlossenen Winkel bezeichnet. Unter Anwendung der Gegenketten und Sattelstützen ermässigt sich die Strebeninanspruchnahme beziehungsweise auf

$$Y = \frac{1}{4} \left( \frac{1}{2}P \right) \frac{1}{\cos \beta} \text{ und auf } Y = \frac{1}{4} \left( \frac{1}{2}P \right) \frac{1}{\cos \beta}.$$

Mit diesen Rechnungsergebnissen und Betrachtungen steht die Illustration Bl. Nr. 10 im Einklange. Die Figuren derselben stellen Hängwerke dar, welche unter keiner Phase der variablen Belastung höher beansprucht werden, als unter der vollen über die Gesamtlänge der Brücke verbreiteten Belastung. Die Fig. 1—4 repräsentiren ein solches Hängwerk mit der horizontalen Scheitelkette und mit der Gegenkette aus dem  $\frac{1}{2}L$  und  $\frac{1}{2}L$  Punkte des Kettenbogens ausgestattet, wobei die in der Formel (14) ausgedrückte Wandhöhe als die hiebei maassgebende durchgeführt erscheint. Diese Wandhöhe bezieht sich für das besondere Beispiel eines Hängwerkes von  $L = 252'$ ,  $f = 21'$ ,  $P = 10000$  und  $aP = 4000$  Ctr. mit  $a = 6,7$  Fuss. Wenn das System mit der geringeren, durch die Formel (18) gegebenen Wandhöhe von  $a = 4,72$  Fuss ausgeführt werden wollte, müssten die Gegenketten der  $\frac{1}{2}$ - und  $\frac{1}{2}$ Theilpunkte des Bogens als Sattelstreben zugleich wirken können, geeignet die freie Länge  $L$  zu reduzieren. Sie hätten demnach als steife Stemmänder und als Zugbänder zu fungiren.

Die Fig. 5 veranschaulicht die Spannungen der Kettenstränge und Strebeglieder unter der Belastung von  $\frac{1}{2}$  der freien Länge für den Fall, als die bezeichneten Gegenketten resp. Sattelstreben noch nicht vorhanden gedacht würden.

Die Fig. 6—8 zeigen Modificationen desselben Systems, indem die durch den Scheitel geführte Gegenkette hier nicht horizontal, sondern im Contrabogen zur Tragwand angeordnet erscheint, wodurch dem Zweck, die letztere mit dem schlankeren Verhältniss von  $a = 4\frac{1}{2}$  Fuss Höhe durchzuführen, gleichfalls entsprochen wird.

Aus den unter den ungünstigsten Belastungen eintretenden Maximalinanspruchnahmen der Theile und Glieder der Construction ergeben sich die zu bemessenden Querschnitte, aus welchen sich weiter das Materialerforderniss berechnet.

Das Gewicht des in Fig. 1—4 der bezüglichen Tafel dargestellten Projects — den Sicherheitscoefficienten des Schmied- und Walzeisens der Ketten und Gegenketten mit 170 Ctr., der Streben und Brückenquerträger mit 120 Ctr., der Tragstangen mit 80 Ctr. angenommen — stellt sich heraus, wie folgt: Es wiegen

die Tragketten innerhalb der Aufhängepunkte . .	1200 Ctr.
die Gitterstreben des Tragbogens wiegen . . . .	180 "
die Gegenketten innerhalb der freien Objectslänge	900 "
die Hängstangen . . . . .	100 "
die Brückenquerträger, auch von Eisen hergestellt	
gedacht . . . . .	650 "
das Versteifungsnetz der Fahrbahn . . . . .	80 "
die Spann- und Ankerketten jenseits der Stützpunkte . . . . .	1400 "
die Rollwägen, Lager- und Ankerplatten . . . .	100 "
Zusammen an Eisen . .	4610 Ctr.

Hievon kommen auf das innerhalb der Stützpfeiler freischwebende Gewicht des Eisens . . . . . 3110 Ctr. Schlägt man hierzu das Gewicht der Bebrückung und des Oberbaues der Fahrbahn, des Schutzgelanders, zusammen mit . . . . . 980 " so erhält man die gesammte freischwebende Last in 4090 Ctr. welche als Constructionslast mit der abgerundeten Zahl  $aP = 4000$  in der obigen Berechnung eingeführt erscheint.

Eine Brückenconstruction dieser Art würde in der Ausführung, den Ctr. der Eisenbestandtheile zu 25 Gulden veranschlagt, mit Inbegriff der Brückenbahnherstellung und der Montirung — jedoch mit Ausschluss des Pfeilerbaues — die Kostensumme von 130000 Gulden erreichen.

(Fortsetzung folgt.)

## Mittheilungen des Vereines.

In der Versammlung am 24. März l. J. sprach Herr Dr. Böhm k. k. Regimentsarzt und Docent über den Sonnenbrenner, eine in England ziemlich verbreitete Beleuchtungs- und Ventilationsvorrichtung, welche der Sprecher bei Gelegenheit einer im Auftrage des hohen k. k. Armee-Obercommandos zum Studium der Heiz- und Ventilations-einrichtungen unternommenen Reise kennen gelernt, in Deutschland aber noch nirgend eingeführt oder beschrieben gefunden hat. Die besonderen Vortheile, welche der Sonnenbrenner gewährt, bewogen die mit Durchführung von Ventilations- und Heizversuchen im hiesigen Garnisonsspitale betraute k. k. Militär-Commission, deren Mitglied Herr Dr. Böhm ist, im dortigen Operationssaale einen solchen Sonnenbrenner anzubringen. Eine gleichmässige, stetige, sehr helle, das Auge in keiner Weise belästigende Beleuchtung — frei von der sonst so unangenehmen Erwärmung durch die in Anwendung stehenden Gasflammen und verbunden mit ausgiebiger Lüftung des Raumes — sind der Erfolg dieses einfachen an der Decke des Saales angebrachten Apparates, ein Erfolg, der sich vollkommen nur durch den Augenschein erkennen und würdigen lässt.

Herr Dr. Böhm beschrieb den Sonnenbrenner, erläuterte dessen Wirkungsweise als Beleuchtungs- und Ventilationsapparat, und machte, auf dem Gebiete der Ventilation angelangt, darauf aufmerksam, dass in einiger Zeit ein Theil des hiesigen Garnisonsspitals Nr. 1 nach einem Systeme ventilirt und geheizt werden wird, welches der Vortragende bereits in einem Plane entwickelt hat, der bei dem Concourse für das Krankenhaus „die Rudolfsstiftung“ mit einem Preise honorirt worden ist. Indem der Herr Sprecher sich vorbehielt, seiner Zeit die erwähnten Einrichtungen, so wie das Gebiet der Ventilation und Heizung in Wort und Schrift ausführlich abzuhandeln, gab derselbe einige Andeutungen über Ventilation und Heizung, um den Standpunkt zu characterisiren, welchen derselbe vermöge seiner Studien und Erfahrungen auf diesem Gebiete einnimmt, und schloss seinen Vortrag mit der Bemerkung, dass zwar sein erwählter besonderer Beruf ihm das in Rede stehende Gebiet in constructiver Beziehung ferner rücke, dass er aber nichts desto weniger bei der grossen Wichtigkeit und Tragweite des Gegenstandes im Interesse der guten Sache gerne bereit sei, zur Förderung aller bezüglichen Bestrebungen beizutragen\*).

Herr Ingenieur Pius Fink brachte die Fortsetzung seines Vortrages: „Allgemeine Betrachtungen über Biegefestigkeit zum Behufe der Auffindung eines einheitlichen Standpunctes für die Beurtheilung verschiedener Brücken-Systeme.“

Der Herr Redner stellte diesmal die allgemeinen Formeln auf, nach welchen die Inanspruchnahme und Formänderung beliebig geformter und auf die mannigfaltigste Art unterstützter oder befestigter Träger zu berechnen sind. Sprecher zeigte dann die Anwendung der so erhaltenen allgemeinen Formeln an einem speciellen Beispiele, nämlich für den Fall,

\*) Eine ausführlichere Mittheilung über diesen Vortrag enthält dieses Heft auf S. 32.



## P r o t o c o l l

*der Monats-Versammlung am 14. April 1860.*

Vorsitzender: der Verstands-Stellvertreter Herr k. k. Sectionsrath P. Rittinger.

Schriftführer: der Vereinssecretär F. M. Friese.

Da zur festgesetzten Stunde der Versammlung die nach §. 13 der Statuten zur Beschlussfähigkeit erforderliche Anzahl von Mitgliedern noch nicht anwesend war, wurden die unten folgenden wissenschaftlichen Vorträge vorausgelassen.

Während dieser Vorträge hatte sich die Versammlung bis zur beschlussfähigen Anzahl von 58 Mitgliedern ergänzt; mit Rücksicht auf die allzu vorgerückte Stunde wurde jedoch nur die Abstimmung über die Aufnahme der in der Monatsversammlung vom 3. März l. J. vorgeschlagenen Candidaten vorgenommen, und die Verhandlung über die übrigen Punkte der Tagesordnung auf den folgenden Sonnabend 21. April l. J. vertagt.

Bei der erwähnten Abstimmung wurden als wirkliche Mitglieder des Oesterreichischen Ingenieur-Vereins erwählt die Herren:

Jekel Franz, Ingenieur-Assistent des Wiener Stadtbauamtes zu Wien.

Meyer Anton, Chef der Hauptwerkstätte der priv. österr. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Pest.

Schell Anton, Assistent der practischen Geometrie am k. k. polytechnischen Institute in Wien.

Schild Carl, technischer Beamter der priv. österr. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Wien.

Winter Gustav, Chef der Bahnerhaltung der priv. österr. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Brünn.

Wurth Alfred, Ingenieur-Assistent des Wiener Stadtbauamtes zu Wien.

Herr Alexis v. Szent-György, Assistent am polytechnischen Institute, sprach über das in neuerer Zeit bei Brückenpfeilern vielfach angewendete System der Fundirung mit eisernen Röhren unter Anwendung von comprimierter Luft. Der Herr Redner bezeichnete die Schwierigkeiten, welche die Fundirung unter Wasser selbst bei den günstigsten Bauverhältnissen mit sich bringt, und zeigte, wie dieselben bei manchen Brückenbauten durch losen Grund und andere ungünstige Verhältnisse in so hohem Grade gesteigert wurden, dass man auf die Auffindung von anderen als den bisher gebräuchlichen Fundirungsmethoden bedacht sein musste. Dem Scharfblicke Robert Stephenson's ist es gelungen, das Mittel zu finden, welches eine neue Aera in der Geschichte der Fundirungen begründet.

Im Jahre 1852 entwarf er das Project für die Nilbrücke, welche die Bahnlinie Alexandrien-Cairo verbindet. Er versenkte gusseiserne Röhren von einem solchen Umfang, dass mehrere Arbeiter in denselben ungehindert arbeiten konnten, durch allmähliges Ausheben der umgebenden Erde und gleichzeitiges Belasten bis auf jene Tiefe, bei der sie, mit Beton ausgefüllt, die entsprechende Stabilität erhielten, und so, einem einzigen mit Eisen gepanzerten Steinblocke ähnlich, die Last der Brückenbahn zu tragen vermochten. Im Jahre 1858 findet sich dasselbe System in vervollkommneter Weise bei der Gründung der Theissbrücke in Szegebin angewendet; dort wurde das durch den atmosphärischen Druck in die Röhren eindringende Wasser mittelst comprimierter Luft verdrängt, wodurch ein stets trockener Arbeitsraum erhalten wurde. Die Communication der mit comprimierter Luft gefüllten und gegen aussen abgesperrten Röhren mit der äussern Luft war durch eine eigene Luftsclausse bewerkstelliget, deren Einrichtung Herr Redner durch Zeichnungen erläuterte.

Herr v. Szent-György ging sodann auf die Fundirung der Rheinbrücke bei Kehl über, und setzte die Umstände auseinander, welche zu einer weiteren Verbesserung des Röhrenfundirungssystems geführt hatten. Er erklärte mit Hilfe trefflicher Zeichnungen den Gang des Baues dieser Brücke und dessen verschiedene Details und machte besonders auf die vortheilhafte Verbesserung in der Anwendung der Luftsclausen aufmerksam, wodurch es gelang, die Bauzeit wesentlich zu verkürzen, und den gefährlichen Wirkungen der Hochwässer zu entkommen. Schliesslich erwähnte der Herr Redner auch noch einer besonderen in Amerika und Australien ausgeführten Fundirungsweise, bei welcher eiserne in den weichen Boden geschraubte Röhren als Pfeiler für Brücken angewendet wurden.

Herr Carl Gabriel, Ingenieur des Wiener Stadtbauamtes, hielt einen Vortrag über die Art und Weise der Herstellung eines

unterirdischen überwölbten Wasserreservoir's beim Maschinenhause der Kaiser Ferdinands Wasserleitung im lichten Maasse von 48 Fuss Länge, 24 Fuss Breite, und 16 Fuss unter dem Nullpunkte, also 28 Fuss unter dem natürlichen Erdhorizonte. Da das im schotterigen Terrain aufquellende Wasser mit Rücksicht auf den Betrieb der Wasserleitung mit ihren nur 8 Fuss unter dem Nullpunkte liegenden Saugcanälen nicht tiefer als 5 Fuss unter dem Nullpunkt abgeschöpft werden konnte, musste das Mauerwerk des Reservoirs bis 11 Fuss im Wasser ausgeführt werden.

Diess geschah, indem der Fundirungsrost auf Schrauben schwebend aufgehängt, das Mauerwerk in behauenen Bruchsteinen mit Wasserdurchlassschlitzen in hydraulischem Mörtel über dem Wasserspiegel ausgeführt und mittelst der Schrauben nach und nach und so bis zur ausgebagerten Basis versenkt worden ist. Die Versenkung geschah in 4 Theilen und zwar vom Mittel der Längsachse bis zum Mittel der Breitenachse, und es wurden sodann die einzelnen versenkten Theile über dem Wasserspiegel mit einer durchlaufenden Steinschichte verbunden. An dieses bereits seit December v. J. ausgeführte Reservoir wird ein Saugcanal auf gleiche Tiefe angeschlossen, bei welchem die Fundirung in der gleichen Weise vorgenommen wird. Diese letztere Arbeit ist in Ausführung begriffen und soll im laufenden Jahre auf eine Längenausdehnung von 70 Klaftern vollendet werden.

Dieser Canal wird eine innere Weite von 5 Fuss und eine Höhe von 12 Fuss erhalten und gleichfalls überwölbt werden.

Hiermit wurde die Sitzung geschlossen.

## P r o t o c o l l

*der Monatsversammlung am 21. April 1860.*

Vorsitzender: der Vereinsvorsteher, Herr k. k. Rath W. Engerth.

Gegenwärtig: 55 Vereinsmitglieder.

Schriftführer: der Vereinssecretär F. M. Friese.

### V e r h a n d l u n g e n :

1. Die Protocolle der Monatsversammlungen vom 3. März und 14. April 1860 werden verlesen und richtig befunden. Der Herr Vorsitzende erinnert, dass der §. 12 der Statuten bestimme, dass jedes Protocoll durch zwei „beim Beginn der Verhandlung gewählte Mitglieder“ unterfertigt werden solle.

Um nun den Bestimmungen der Vereinsstatuten künftig vollkommen zu entsprechen, ersuche er die Versammlung zwei Mitglieder zu wählen, welche die vorliegenden beiden Protocolle sogleich und seiner Zeit auch das Protocoll der gegenwärtigen Versammlung zu unterfertigen haben.

In Folge dieser Einladung wurden die Herren J. Hecker und A. Prokesch erwählt, und von denselben die beiden verlesenen Protocolle sofort unterzeichnet.

2. Der Geschäftsbericht für die Zeit vom 4. März bis 21. April l. J. wurde vorgetragen; laut demselben sind:

a) Nachstehende Herren Mitglieder aus dem Vereine ausgeschieden: Ghega Carl Ritter von, k. k. Ministerialrath und Centraldirector für Eisenbahnbauten in Wien, gestorben.

Lichtenfels Franz Ritter von, Ingenieur-Eleve der priv. österr. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Wien, gestorben.

Hrubesch Franz, k. k. Ingenieur-Assistent der n. ö. Landesbaudirection, in Wien.

Jordan Leopold, k. k. Baubeamter in Wien.

Kalandra Johann, Ingenieur-Assistent der priv. Louisenstrassegesellschaft in Wien.

Stix Edmund, absolvirter Techniker in Wien.

Thienemann Otto, Ingenieur-Assistent der priv. Kaiserin Elisabeth-Westbahn in Vöklabruck.

Die letztgenannten fünf Herren durch freiwilligen Austritt.

Notizenblatt für Eisenbahn- und Dampfschiff-Unternehmungen:

1860. — Geschenk des hohen Finanzministeriums.

Des Ingenieurs Taschenbuch. Herausgegeben von dem Vereine „Die Hütte,“ 3. Auflage erste Hälfte. Berlin, Ernst und Korn, 1860. Geschenk der „Hütte.“

**Systematische Anleitung zum Traciren der Eisenbahnen**, von Eduard Heider; zweite vermehrte Auflage, Leipzig, J. L. Schrag, 1860.

— Von der Verlags-handlung zur Besprechung eingesendet  
Zeichnungen der Hütte in Berlin. Jahrgang 1859, 62 Tafeln und 1 Heft Erklärungen. Geschenk der Hütte.

**Beitrag zur Mechanik der Gase** von Gustav Schmidt, k. k. Kunstmeister und Docent des Maschinenbaues in Pöbram. 1. Band 8. Geschenk des Herrn Verfassers.

**Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung.** Herausgegeben von Dr. H. Scheffler. — Jahrgang 1860. Durch Pränumeration beige-schaft.

**Schweizerische polytechnische Zeitschrift.** Herausgegeben von Dr. Boley und J. H. Kronauer; Jahrgang 1860. Im Austausch gegen die Vereinszeitschrift.

**Abhandlung über die Vergleichung sphärischer Dreiecke mit ebenen Dreiecken**, von Professor Dr. Grunert in Greifswalde. Geschenk des Verfassers.

**Constructive Methoden zur Umwandlung der regelmässigen Polygone in Kreise von angenähertem Flächeninhalte**, von Carl von Remy. — Wien 1860, 1. Band 8. Von Gerold's Buchhandlung zur Besprechung eingesendet.

**Annual report of the board of regents of the Smithsonian Institution.** for the year 1858. Washington, W. A. Harris, 1859, 1. Band 8. Geschenk des Smithsonian-Institutes zu Washington.

**Report of the Commissioner of patents for the year 1857.** — Arts and manufactures. Washington, W. A. Harris, 1858. 3 Bände 8. Geschenk des Patentamtes der vereinigten Staaten von Nordamerika.

**Sammlung von Zeichnungen der drei Eisenbahnbrücken über die Eipel** zu Szob, über die Theiss bei Szegedin und über die Gran; zusammen 59 lithographische Blätter. Geschenk des Herrn J. Maniel, Generaldirectors der k. k. priv. österr. Staatseisenbahn-Gesellschaft.

**Wie soll Wien bauen?** — Zur Beleuchtung des „bürgerlichen Wohnhauses“ der Herren Professor R. v. Eitelberger und Architect H. Ferstel mit einigen Bemerkungen über die Wiener Baugesetze von Ferd. Fellner, Architect. Mit vier Steindrucktafeln, Wien, 1860. 1. Band 8. Geschenk des Herrn Verfassers.

**Ein Exemplar von Bower's Gasregulator für etwa zwanzig Flammen**, Geschenk des Herrn Paul Wagenmann.

c) Der Vereinsbeschluss vom 17. December 1859 (Vereinszeitschrift Jahrgang 1859, Seite 224): „Die wichtigeren Werke der Vereinsmitglieder in geeigneten Bildern, dann auch die Porträts verdienter Ingenieure zu sammeln und im Vereinslocale öffentlich auszustellen,“ ist theilweise bereits zur Ausführung gelangt, indem für diesen Zweck schon mehrere treffliche Bilder ausgezeichnete Werke gewidmet wurden, namentlich:

Der israelitische Tempel in Pest, Chromolithographie, gewidmet von dem Erbauer des Tempels, Herrn Professor Ludw. Förster; Die Eisenbahnbrücke über die Theiss bei Szegedin; die Eisenbahnbrücke über die Eipel bei Szob, beide in zwei vorzüglichen Photographien, jede von 42 Zoll Länge und 7½ Zoll Höhe, gewidmet von Herrn Generaldirector J. Maniel, welcher überdiess die seinerzeitige Widmung einer ähnlichen Photographie der Eisenbahnbrücke über die Gran zusicherte, und diesem schönen Geschenke noch eine werthvolle Sammlung von constructiven Detailzeichnungen der genannten drei Brücken beifügte.

Ferner 14 Porträts und zwar der Herren:

J. K. Brunel. (gew. von Hrn. L. Förster). — Robert Stephenson (gew. von Hrn. L. Förster). — Professor L. Förster (gewidmet von Hrn. L. Förster). — Hofrath von Francesconi (gew. von Hrn. A. R. v. Schmid). — Ministerialrath R. von Ghega (gew. von Hrn. A. R. v. Schmid). — Ministerialrath A. Ritter v. Schmid (gew. von Hrn. A. R. v. Schmid). — Generaldirector J. Maniel (gew. von Hrn. W. Engerth). — Centraldirector W. Engerth (gew. von Hrn. W. Bender). — Centraldirector C. von Ruppert (gew. von Hrn. W. Bender). — Sectionsrath P. Rittinger (gew. von Hrn. F. M. Friese). — Professor J. R. von Prechtel (gew. von Hrn. F. M. Friese). — Ministerialrath R. von Gerstner (gew. von Hrn. F. M. Friese). — Professor rath R. von Negrelli (gew. von Hrn. F. M. Friese). — Professor Dr. J. Herr (gew. von Hrn. A. v. Szent-Györgyi).

Diese Porträts schmücken bereits in einfachen Goldrahmen, deren

Kosten durch freiwillige Beiträge der Herren Vereinsmitglieder W. Bender, W. Engerth, F. M. Friese, C. Gabriel, A. Lenz, L. Lindstedt, F. Paget, C. Pfaff und Ritter von Schmid bestritten wurden, die Wände des Versammlungs-saales.

Aus Anlass der vorstehenden Mittheilungen erinnerte der Herr Vorsitzende mit warmen Worten an die hervorragenden trefflichen Eigenschaften und Leistungen des dahingeschiedenen Vereinsmitgliedes k. k. Ministerialrathes Ritter von Ghega.

Herr P. Rittinger beantragte, dem Herrn General-Director J. Maniel für die dem Vereine gewidmeten werthvollen Geschenke den Dank des Vereines auszusprechen, welcher Antrag einstimmig angenommen wurde.

3. Der Herr Vorsitzende theilte das Resultat der Verhandlungen über die in der Monatsversammlung vom 1. October 1859 beantragte und in der Generalversammlung am 4. Februar 1860 genehmigte Ausschreibung von Preisfragen mit. Nachdem nur für zwei der verschiedenen vorgeschlagenen Preisfragen vollständige Programme zu Stande gekommen, habe der Verwaltungsrath beschlossen, diese dem Vereine mit dem Antrage vorzulegen:

1. Diese beiden Programme ihrem Inhalt und ihrer Form nach zu genehmigen.

2. Den Verwaltungsrath zur Vornahme der weiters erforderlichen vorbereitenden Schritte zu ermächtigen.

3. Den Verwaltungsrath für den Fall, als diese vorbereitenden Schritte insbesondere hinsichtlich der Beischaffung der nothwendigen Dotation von entsprechendem Erfolge sein würden, auch zur wirklichen Ausschreibung dieser Preisfragen zu ermächtigen.

Die Versammlung werde nun zunächst eingeladen, die beiden Programme anzuhören.

Nachdem die Programme verlesen worden waren, wurde nach einer kurzen Discussion auf Antrag des Herrn Professors L. Förster beschlossen, beide Programme autographirt an sämtliche in Wien wohnende Mitglieder zur genaueren Einsichtnahme mitzutheilen, mit dem Beisatze, dass dieselben in der Monatsversammlung am 5. Mai l. J. werden zur Beschlussfassung gebracht werden.

4. Hierauf folgten Vorträge und zwar von Herrn G. Rebhann und von Herrn Professor Ludwig Förster.

Herr Ministerial-Oberingenieur und Docent am k. k. polytechnischen Institute G. Rebhann berichtete über das von dem Berliner Verein „die Hütte“ bearbeitete Taschenbuch des Ingenieurs\*).

Herr Professor Ludwig Förster legte den von ihm entworfenen Plan der Stadterweiterung von Brünn vor. Nach diesem Plan werden die alten Festungsmauern rings um die innere Stadt demolirt, und durch einen Gürtel von Gartenanlagen, öffentlichen und Privatgebäuden ersetzt, ausserdem aber auch die theilweise sehr unregelmässigen Gassen der inneren Stadt regulirt und in entsprechende Verbindung mit der neu anzulegenden Ringstrasse gebracht werden. Unter den beantragten öffentlichen Gebäuden findet sich auch ein neues Theater, welches demnächst in Ausführung gebracht werden soll, eine Kirche und ein Schulhaus für die evangelische Gemeinde und mehrere andere Bauanlagen, deren baldige Ausführung beabsichtigt ist.

In der Wochenversammlung am 28. April l. J. theilte der Vorsitzende Herr k. k. Sectionsrath P. Rittinger eine interessante Zuschrift des correspondirenden Vereinsmitgliedes Herrn F. A. von Pauli, königl. bairischen Oberbaudirectors in München mit, worin die grossen Terrainschwierigkeiten, welche beim Bau aller bairischen Eisenbahnen zu überwinden waren, erörtert werden. Diese Schwierigkeiten ergaben sich hauptsächlich in drei verschiedenartigen Fällen; nämlich beim Uebergange von Höhenortmooren (im Degermoor bei Lindau, dann in den ausgedehnten Filzen an der Südseite des Chiemsee's); bei ehemaligen oder noch vorhandenen Seebecken, wo der Untergrund aus einem äusserst feinen und schlüpfrigen Seeschlick mit oder ohne darüber gelagerten Torfgrund besteht (am Heuberge an der Iller, am Alpsee zwischen Immenstadt und Staufeu und im Bodensee bei Lindau, dann am Simsee und bei Rimsting am Chiemsee); endlich bei dem Vorkommen von mehr oder weniger mächtiger geneigten Schichten weichen schlüpfrigen Lehm's, welche sich in der Molasseformation nicht selten

\*) Siehe den Literaturbericht S. 93.

unter einem soliden Untergrunde finden, was namentlich bei Teisendorf auf der Salzburg-Rosenheimer Linie der Fall ist. Die Hindernisse, welche sich aus den bezeichneten Terrainbildungen für den Bau der Eisenbahnen ergaben, waren zum Theile ausserordentlich gross; durch verschiedene zweckmässige Einrichtungen und consequente Ausdauer sind sie jedoch alle glücklich überwunden worden. \*)

Herr Oberbaurath von Pauli theilte weiter noch einige Notizen über einen von ihm construirten Kochherd mit, welcher gegenwärtig in Baiern und besonders in München grosse Verbreitung findet, und für dessen Construction jedenfalls die allenthalben constatirte Thatsache spricht, dass in demselben ein Mittagessen für 10–15 Personen mit nur sieben bis neun Pfund Brennstoff (Holz oder Holz mit Steinkohlen) abgekocht werden kann. In allen königl. bairischen Staatsgebäuden dürfen von nun an keine anderen Herde als nach dieser Construction gebaut werden.

Herr Inspector A. Strecker sprach über Dampfkessel-Explosionen und theilte einige interessante Fälle derselben mit dem Bemerkung mit, dass dieser Gegenstand ungeachtet seiner grossen Wichtigkeit noch lange nicht erschöpft, und namentlich die Ursachen der Explosionen noch durchaus nicht vollständig ermittelt seien. Bei der hierauf folgenden längeren Discussion über die angeregten Fragen wurde hervorgehoben, dass insbesondere Dampfkessel mit Feuerröhren und innerer Feuerung der Gefahr der Explosion unterliegen.

In der Monatsversammlung am 5. Mai l. J. zeigte Herr Joseph Neumüller, als Chef des Generaldepots der k. k. aussch. priv. ersten österr. Portland-Cement-Fabrik von Kraft & Saullich in Perlmoos bei Kufstein (Stadt 1125) mehrere Gegenstände aus inländischem Portland-Cement vor (Büsten, Postamente, Consolen, Platten u. dgl. m.), welche wegen ihrer Schönheit und Festigkeit allgemeinen Beifall fanden. Herr Neumüller legte die Resultate einer im k. k. Generalprobenamt hier ausgeführten Analyse dieses Portland-Cementes vor, wonach derselbe in der chemischen Zusammensetzung mit dem englischen beinahe vollkommen übereinstimmt und theilte mit, dass ein Ziegel aus seinem Portland-Cement von der Grösse eines gewöhnlichen Mauerziegels bei der Festigkeitsprobe, auf 9 Zoll entfernte Unterlagen gestützt, auf seiner flachen Seite 1550 Pfund trug. Die zugleich vorgelegten Zeugnisse über die bisher stattgefundenen Verwendungen dieses Portland-Cementes bestätigen dessen ausgezeichnete Qualität.

Zum Schlusse ersuchte der Vorsitzende, Herr k. k. Rath W. Engerth, Herrn J. Neumüller, seinerzeit auch weitere Erfahrungen und Versuche dem Vereine mitzuthemen, indem er hervorhob, von welcher ausserordentlichen Wichtigkeit die Erzeugung eines vollkommen entsprechenden Portland-Cementes im Inlande für das gesammte Bauwesen sein werde. \*\*)

## Literatur-Bericht.

Des Ingenieur's Taschenbuch. — Herausgegeben von dem Verein „Die Hütte.“ Dritte mit Berücksichtigung des neuen Gewichtssystemes vollständig umgearbeitete und sehr vermehrte Auflage. Mit vielen in den Text eingedruckten Holzschnitten. Bogen 1–15. Berlin, Verlag von Ernst & Korn. (Gropius'sche Buch- und Kunsthandlung.) 1860.

Das unter dem obigen Titel erschienene Heft der angekündigten dritten Auflage des bezeichneten Taschenbuches gibt uns zunächst Veranlassung, der erfolgreichen Thätigkeit des die Herausgabe besorgenden Vereines „Die Hütte“ zu gedenken \*\*\*), nachdem die erste Auflage jenes Taschenbuches

erst im Jahre 1857, die zweite aber kaum vor Jahresfrist erschienen ist. Dieser Erfolg spricht für die Nützlichkeit des Gebrauches des Taschenbuches, mittelst welches der Verein die Aufgabe sich gestellt hat, die wichtigsten Resultate aus dem Gebiete der Mathematik, der Mechanik, des Maschinenbaues, der Technologie und der Bauwissenschaft insbesondere für den ausübenden Techniker zweckentsprechend zusammenzustellen, um diesem in der Beantwortung der verschiedenen technischen Fragen, wie solche bei der Durchführung seiner Berufsarbeiten vorkommen können, in einer möglichst umfassenden und dennoch einfachen Weise an die Hand zu gehen.

In dem vorliegenden Hefte der neuen Taschenbuchauflage ist die frühere Anordnung der Hauptsache nach beibehalten, doch ist der Inhalt reichhaltiger, auch sind einige Partien auf Grund des mittlerweile wahrgenommenen Bedürfnisses in verbesserter Weise zusammengestellt zu finden, insbesondere erscheinen mehrere Capitel des mathematischen Theiles, so wie die Abschnitte über die Elasticität und Festigkeit, über Gitterbrücken und Blechträger neu bearbeitet, mehrere Tabellen und die Darstellung der Methode der kleinsten Quadrate aber ganz neu aufgenommen.

Zweckmässig ist die geschehene Umarbeitung des Ganzen nach dem Zollgewichts-Systeme. Eine Ausnahme davon bildet jedoch die Tabelle über Elasticität und Festigkeit auf Seite 124, wo nur die auf Versuche gegründeten Angaben nach dem neuen Gewichte umgerechnet, dagegen die für die höchst zulässige Belastung eines Materiales angenommenen Zahlenwerthe, wie früher auch jetzt nach dem preussischen Gewichte beibehalten worden sind, wofür als Grund angegeben wird, dass solches nach vielseitiger Berathung und auf einstimmigen Wunsch vieler Ingenieure und Techniker geschehen sei. Gleichwohl vermögen wir in der Zulassung dieser Einen Ausnahme einen beachtenswerthen Vortheil nicht zu erblicken, zudem ist die darauf bezügliche Bemerkung blos auf dem Heftumschlage zu finden, nicht aber auch in der Erklärung zu jener Tabelle, wozu sie gehört, vielmehr heisst es in der dortigen Ueberschrift, dass die Belastungen in Zollpfunden pro Quadratzoll Querschnitt verstanden seien, ohne dass hierbei (wohl aus Versehen) auf jene Ausnahme aufmerksam gemacht worden wäre.

Der Correctur des Textes ist eine besondere Aufmerksamkeitsgewandtheit zugewendet worden, und die wenigen vorhandenen Druckfehler können durch die Beigabe eines Fehlerverzeichnisses leicht unschädlich gemacht werden. So z. B. soll auf Seite 37 in  $\sqrt{\pi} = 1,46459$  anstatt  $\sqrt{\pi}$  richtig  $\sqrt[3]{\pi}$ , ferner auf Seite 143 in der letzten Spalte der Tabelle für die Auflager-Reactionen anstatt 0,9629 eigentlich 0,9639 stehen. Diese Zahl gehört nämlich zur Bestimmung des Druckes auf die dritte Stütze eines 9mal unterstützten Balkens, wenn dieser eine seiner ganzen Länge nach gleichmässig vertheilte Belastung zu tragen hat, und alle Stützen in gleicher Entfernung von einander situirt sind. Sonst aber sind in der fraglichen Tabelle und auch in den dazu gehörigen drei anderen die auf den Biegungswiderstand Bezug nehmenden Resultate von mehrseitig unterstützten Trägern gehörig zusam-

\*) Ausführliches hierüber im nächsten Heft.

\*\*) Eine ausführliche Mittheilung über diesen Cement folgt im nächsten Hefte.

\*\*\*) Die mit dieser Arbeit betraute Vereins-Commission besteht aus den Herren: Bloch, Klevisch, Lohren, Ohlert, L. Schnackenburg, M. Schwarz, L. Uhlenhuth und E. Vogel.



mengestellt, was wir hier darum hervorheben, weil in dieser Beziehung von den früheren beiden Auflagen des Taschenbuches nicht dasselbe hat gesagt werden können; denn erst in dem neuen Hefte haben wir rücksichtlich des auf 5 Stützen ruhenden Trägers jene fehlerhaften Angaben, welche auf Grund einer aus dem Jahre 1845 herstammenden Mittheilung im Notizblatte des Architekten-Vereines zu Berlin ungeachtet der ihr entgegengehaltenen Berichtigung selbst noch in die zweite Taschenbuchauflage (III. Theil, Seite 107) übergegangen sind, nicht wieder vorgefunden, vielmehr erscheinen jetzt auch die Resultate dieses Falles richtig angegeben, und es verschwindet zugleich die früher beobachtete Anomalie, auf welche wir schon in unserer „Theorie der Holz- und Eisen-Constructionen, 1856“ (Seite 402) aufmerksam gemacht haben.

Der Druck des Werkchens ist gefällig und dentlich, dasselbe gilt von den zahlreichen (bisher 198) Holzschnitten, überhaupt ist die äussere Ausstattung desselben in jeder Beziehung befriedigend, und der Preis mit  $1\frac{1}{3}$  Thalern für das complete Taschenbuch, welches circa 50 Druckbogen umfassen und baldigst zum Abschlusse kommen soll, einmässiger zu nennen; so dass wir in der zuversichtlichen Erwartung, der weitere Inhalt werde ebenfalls in gehörig verbesserter Weise erscheinen, keinen Anstand nehmen, dasselbe in seiner neuen Auflage bestens zu empfehlen.

Wien, den 24. April 1860.

Georg Rebhann.

## Entgegnung

zu dem Artikel:

*Beschreibung eines neuen Messtisches von G. Starke,*  
in der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins. I. Heft, 1860.

Wenn Herr Gustav Starke durch den Vortrag des Herrn Professor Dr. Herr an einem der Besprechungsabende des österr. Ingenieur-Vereins nur die gute Gelegenheit benützt hätte, seinen patentirten, angeblich verbesserten Feldmesstisch der Oeffentlichkeit zu übergeben, so hätte ich eben so wenig darüber etwas zu bemerken mir erlaubt, als ich mich bei ähnlichen Fällen beschieden, seine Erfindung sammt allen Lobpreisungen einfach zur Kenntniss zu nehmen; da aber Herr G. Starke in dem Aufsatze der Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereins, I. Heft, 1860, einen Vergleich zwischen seinem und meinem sogenannten Kraft'schen, in allgemeiner Verwendung stehenden Messtisch angestellt hat, und zwar in der Art, als ob letzterer mit allen denen in dem Aufsatze gerügten Fehlern behaftet wäre, so fühle ich mich aufgefordert, solchen einseitigen Meinungen entgegen zu treten, und diese Anschuldigungen zur Wahrung meines steten Bestrebens, jeder Anforderung gerecht zu werden, wie auch im Interesse meiner Herren Abnehmer zurückzuweisen.

Eine Klage, dass meine Messtische zu schwer wären, wurde noch nie von einem Fachmanne gegen mich laut, im Gegentheile kann ich mich auf die Aussprache vieler Herren Geometer und Ingenieure beziehen, welche denselben lieber schwerer als leichter wünschen. — Für Schulen macht man wohl die Messtische leichter, auch kleiner, da selbe von den Schülern selbst getragen werden müssen und für den ersten Unterricht auch hinreichen; dagegen Ingenieure und Geometer ihre Gehilfen und Handlanger haben, denen es auf ein Paar Pfunde mehr oder weniger zu tragen nicht ankommt.

Meine Construction hat die Messtische ohnehin schon um ein Drittheil leichter gegen die früher gebräuchlichen gemacht, und was noch darüber könnte leicht vom Uebel sein.

Dass die Horizontalschrauben mit ihren Gewinden bei meinen Messtischen in Holzmuttern gehen, ist eine durch sattsame Erfahrung

begründete Anordnung, dagegen sie in Metallmuttern gehen zu lassen gänzlich bei Messtischen zu verwerfen ist, da durch unvermeidliches Eindringen von Staub und Sand diese und die Schraubenspindel in kurzer Zeit sich abnutzen und dann beide zu verwerfen sind, wo dann eine Reparatur für jede Schraube wenigstens zwei Gulden kosten würde, während dieselbe Reparatur bei denen in Holz gehenden Horizontal-schrauben, die erst in 6 bis 8 Jahren und auch später eintritt, für alle drei Schrauben nur 65 Kreuzer kostet, indem nur das Holz auszufüttern ist, die Schrauben aber zur ferneren Verwendung noch ganz geeignet bleiben, und man um so weniger Schwierigkeiten und Zeitverluste, welche durch Reparaturen und Versendungen entstehen, zu besorgen hat. — Eine Verbesserung in diesem Punkte erfordert daher eine andere Lösung. —

Ein Messtisch muss aus festen und nicht leicht zerstörbaren Theilen bestehen, welche voraussichtlich nicht so leicht einer Reparatur unterworfen sind, denn sie sind als geodätisches Werkzeug dem Wind und Wetter ausgesetzt und können nicht immer wie Theodoliten auf das Zarteste behandelt werden.

Die grosse Stabilität, die regelrechte Anordnung des Baues und die genaue Anfertigung meiner Messtische hat ihnen doch wohl nur den allgemeinen Eingang und mir den grossen Absatz von mehr als 1400 Stück verschafft, und dreissig Jahre dürften hinreichen, sie nach jeder Richtung hin geprüft zu haben, während die des Herrn G. Starke erst zehn Jahre in der Idee gelebt und noch gar keine Campagne mitgemacht haben. — Ohne in weitere technische Einzelheiten einzugehen, wird das bisher Gesagte hinreichen, die Nichtigkeit der angegebenen Mängel zu beurtheilen, und „die übermässige Plumpheit der eigentlichen Messtischstative“ mit welcher selbe mein Herr Gegner in seiner Kritik bedacht, nicht der Bauart meiner Messtische als vielmehr seiner Ausdrucksweise angemessen erkennen lassen. —

Schliesslich bleibt mir nur noch übrig einen finanziellen Irrthum zu berichtigen, indem meine Messtische mit ganzen Füssen laut Preis-Courant 57 fl. 75 kr. und daher nicht um 2 fl. als der des Herrn G. Starke zu 70 fl., sondern um 12 fl. 15 kr., das ist 21 Percent weniger kosten; denn ein Messtisch mit geschraubten Füssen, welcher allerdings 68 fl. kostet, kann doch nicht mit dem wirklich Neuen in Vergleich gezogen werden, da dieser zum Zerlegen der Füsse gar nicht eingerichtet werden kann, und folglich dieser Bequemlichkeit entbehrt, in einen Kasten verpackt werden zu können.

Wozu also solche Vergleiche machen, die auf falschen Angaben beruhen? da es ohnehin keine Empfehlung für einen neuen Artikel ist, wenn er erst durch Herabsetzung eines Andern emporgehoben werden soll! —

Wien, am 21. März 1860.

E. Kraft, k. k. land. priv. Mechaniker.

\* \* \*

Wir können nicht umbin unser Bedauern auszusprechen, dass Herr E. Kraft sich in die Nothwendigkeit versetzt glaubte, auf die von Herrn G. Starke in die Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereins eingelegte Beschreibung seiner neuen Messtischconstruction durch obige Auslassung zu antworten. Wenn Herr G. Starke die Punkte auführt, in welchen er den Messtisch verbessert zu haben glaubt, so übt er nur das Recht, ja die Pflicht eines jeden Erfinders und kein Unbefangener wird hierin eine „Herabsetzung“ der bisherigen Constructionen erblicken. Wenn ich nun der Entgegnung des Herrn Kraft einige Bemerkungen folgen lasse, so geschieht diess nicht, um als Anwalt des Herrn Starke und seines Messtisches aufzutreten, welcher letzterer meiner Anpreisung nicht bedarf und durch seine Vorzüge sich den Sachverständigen selbst genügend empfehlen wird, sondern weil Herr Kraft in seiner Entgegnung einige Verbesserungen in Abrede stellt, welche ich in dem kurzen Vortrage, mit welchem ich den Starke'schen Messtisch in der Versammlung des österr. Ingenieur-Vereins am 17. December v. J. vorführte, als solche ebenfalls anerkannt und hervorgehoben habe.

Herr Kraft sagt, dass noch Niemand über zu grosses Gewicht seiner Messtische geklagt habe, im Gegentheile viele Geometer dieselben lieber schwerer als leichter wünschen. Diese Thatsache, welche wir gerne zugeben, begründet aber an sich keinen Vorwurf gegen den Starke'schen Messtisch, sondern beweist zunächst nur, dass die bisher übliche Construction in Bezug auf Stabilität und Festigkeit den Anforderungen nicht genügt; denn offenbar nur um diese Eigenschaften in höherem

Maasse herbeizuführen, konnte, weil man auf andere Weise nicht zu helfen wusste, der Wunsch nach grösserem Gewichte entstehen, da das blosser Vergnügen, den Handlanger eine möglichst schwere Last schleppen zu sehen, doch kaum als Veranlassung desselben angenommen werden kann. Das Gewicht eines Messtisches kann überhaupt nur dann als Factor in Frage kommen, wenn es sich um die Erschütterungen und Vibrationen handelt, welche der Tisch durch die Einwirkung eines heftigeren Windes erleidet; die möglichste Beseitigung derselben kann aber ganz und gar nicht durch Vermehrung des Gewichtes gelingen, weil man dabei sehr bald an eine nicht zu überschreitende aber noch lange nicht genügende Grenze stösst, sondern nur durch eine möglichst steife Construction und möglichst solide Verbindung der einzelnen Theile. Hiedurch, so wie durch zweckmässiger Construction im Allgemeinen, wozu namentlich die Ersetzung der immer bald sich abnützenden Schraube ohne Ende durch eine andere Einrichtung gehört, ist es Herrn Starke gelungen einen Messtisch zu Stande zu bringen, welcher bei bedeutend geringerem Gewichte eine grössere Stabilität und Festigkeit besitzt, als der jetzt übliche. Der Beweis hiefür lässt sich sehr leicht durch vergleichende Versuche herstellen, wozu wir Herrn E. Kraft hiemit freundlichst einladen. — Uebrigens ist der Starke'sche Messtisch nicht nur „für die Schule“, sondern für Practiker bestimmt.

Dass die Stellschrauben bei dem Starke'schen Messtische in Metall gehen und nicht in Holz wie bei dem sogenannten Kraft'schen, halten wir so lange für eine wesentliche Verbesserung, bis den unlängbaren, höchst lästigen Uebelständen der in Holz gehenden Schrauben durch eine „andere (aber gelungene) Lösung“ abgeholfen wird, theilen übrigens die Besorgnisse des Herrn Kraft wegen baldiger Abnützung dieser Schrauben durchaus nicht, da die Erfahrung an anderen Instrumenten sie widerlegt.

Herr Starke selbst hat in seinem Aufsatze ausgesprochen, dass

der Winkler'sche oder sogenannte Kraft'sche Messtisch vor den übrigen bisher bekannten Constructionen wesentliche Vorzüge habe, und diese relative Ueberlegenheit verschaffte ihm den bedeutenden Absatz, dessen sich Herr Kraft erfreute. Daraus folgt aber nicht, dass dieser Messtisch nunmehr keiner Verbesserung mehr fähig sei, und es dürfte daher jedenfalls angemessener sein, die Bestätigung oder Widerlegung der dem neuen Starke'schen Messtische zugesprochenen Vorzüge von dem Ausspruche der Erfahrung zu erwarten, als sie in Vorhinein in Abrede zu stellen.

Nur ungern berühre ich den letzten Punct, in welchem Herr E. Kraft so weit geht, Herrn G. Starke falscher Angaben zu beschuldigen. Hätte Herr E. Kraft die Gelegenheit seiner Anwesenheit in jener Vereinsversammlung, wo ich den Starke'schen Messtischapparat vorwies, benützt, um sich gründlich über denselben zu unterrichten, so hätte er sehen können, dass der ganze Apparat sammt den Füßen in einem Kasten verpackt ist. Herr Starke ist also im vollen Rechte, wenn er bezüglich des Kostenpunctes seinen Messtisch mit jenem des Herrn Kraft mit geschraubten Füßen vergleicht, weil nur dieser die gleiche Bequemlichkeit darbietet, eine Bequemlichkeit, die übrigens mit geschraubten Füßen sehr theuer erkauft wird, da diese immer an den Verbindungsstücken bald wackelig werden, welcher Uebelstand bei den nicht zum Zerlegen eingerichteten Füßen des Starke'schen Messtisches nicht eintreten kann.

Wie es möglich ist, die ungebrochenen Füße in dem die gewöhnliche Grösse nur wenig überschreitenden Kasten (3' lang, 2' 5" breit, 1' 1" hoch) unterzubringen, würde Herrn Kraft bei einem gründlicheren Eingehen auf den Gegenstand nicht entgangen sein, eine Bedingung, deren Erfüllung überhaupt immer Vortheil bringt, dann aber unerlässlich erscheint, wenn man ein Urtheil öffentlich auszusprechen sich berufen glaubt.

Dr. Josef Herr.



Giffard's Dampfstrahlpumpe  
Apparat N<sup>o</sup> 10 für einen Lokomotivkessel von 300 Pferdekraften.

N<sup>o</sup> 9.

Fig. 1.

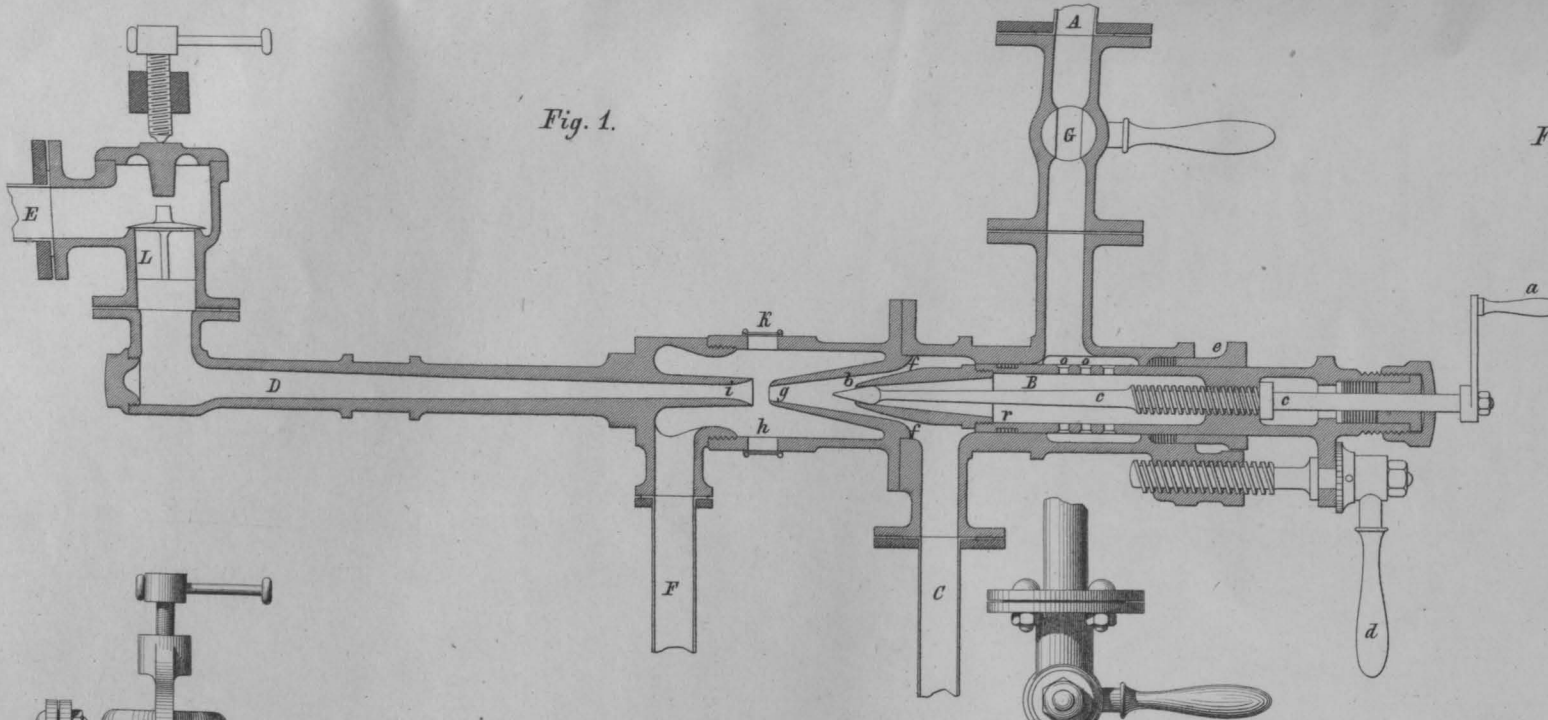


Fig. 3.

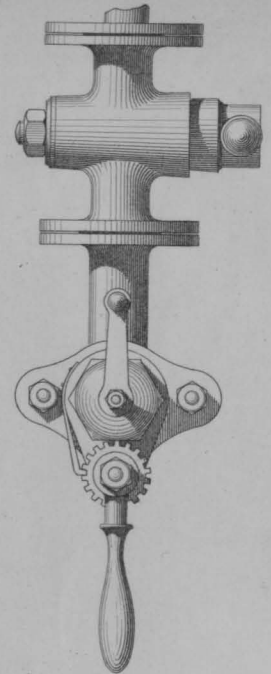


Fig. 2.

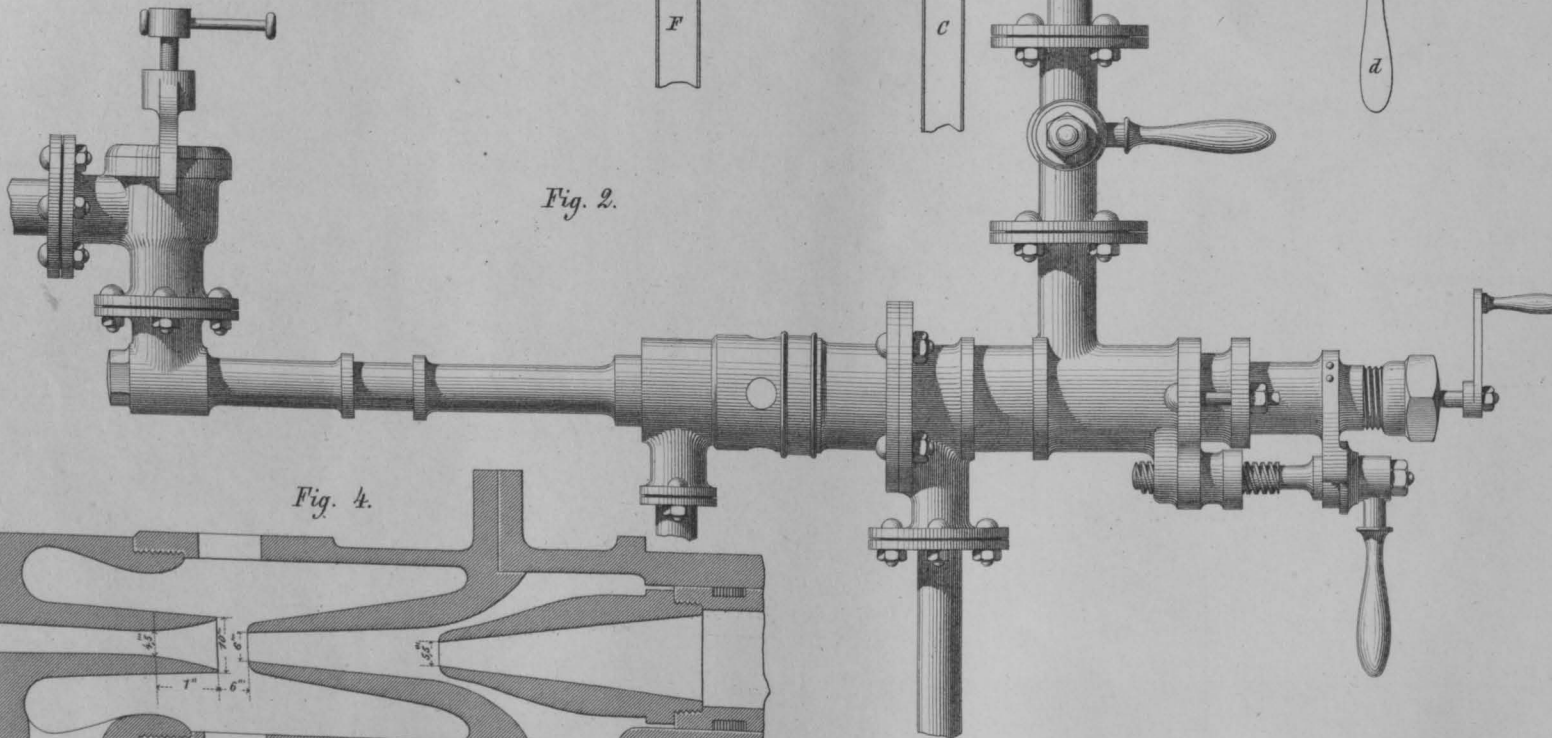
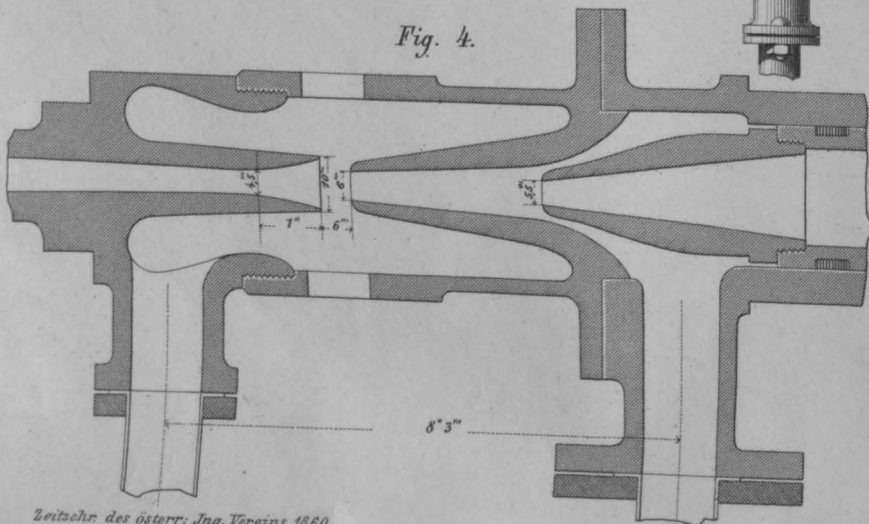
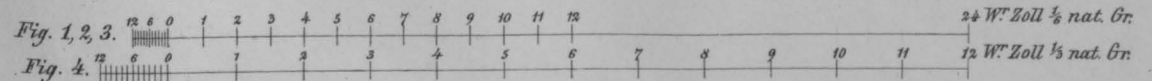


Fig. 4.



Erläuterung:

- A. Dampfauleitungsrohr.
- B. Verschiebbares Dampfausströmungsrohr, zugleich Wasserregulator.
- a. Kurbel dazu.
- C. Wasserzuleitungsrohr.
- D. Druckrohr.
- E. Speisrohr.
- F. Abflussrohr.
- G. Dampfwechsel.
- L. Druckventil.
- o. Dampfsperrentil.
- a. Kurbel dazu.



# II<sup>tes</sup> Projekt einer steifen bogenförmiger Hängebrücke.

Von Jos. Langer.

N<sup>o</sup> 10.

Fig. 1.

42' = 252'

Fig. 8.

Fig. 2.

a

b

Fig. 3.

a - b.

Fig. 4.

$\frac{1}{2}$  der nat. Gr.

Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 7.

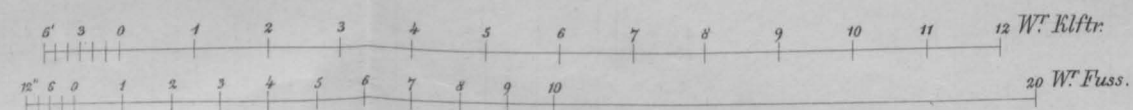




Fig. 1.

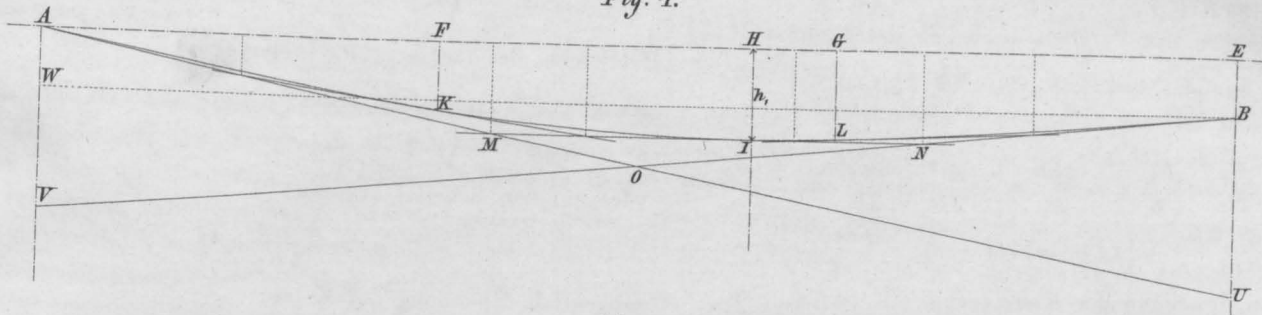


Fig. 2.

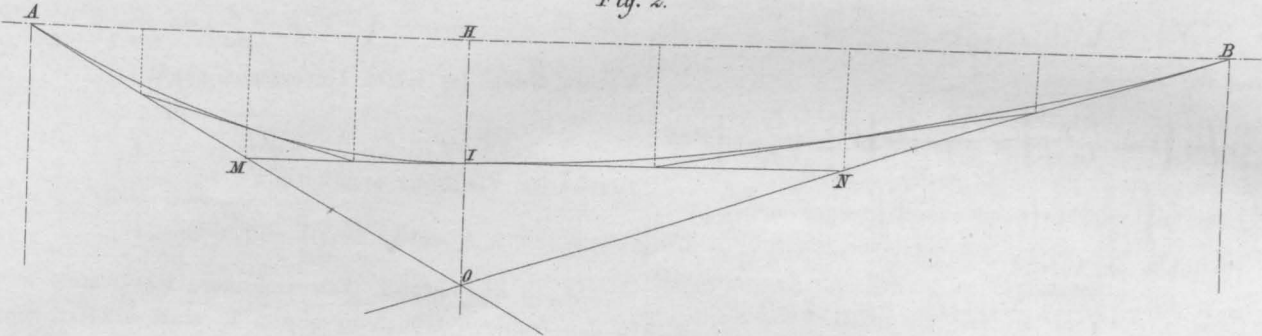


Fig. 3.

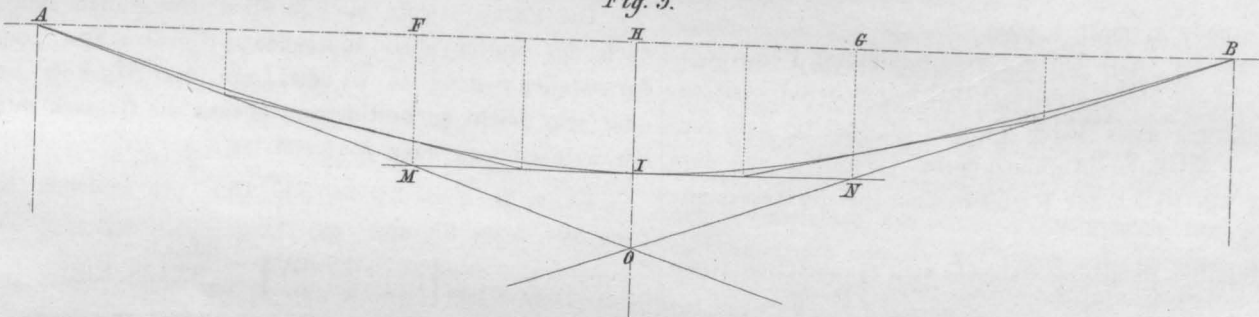
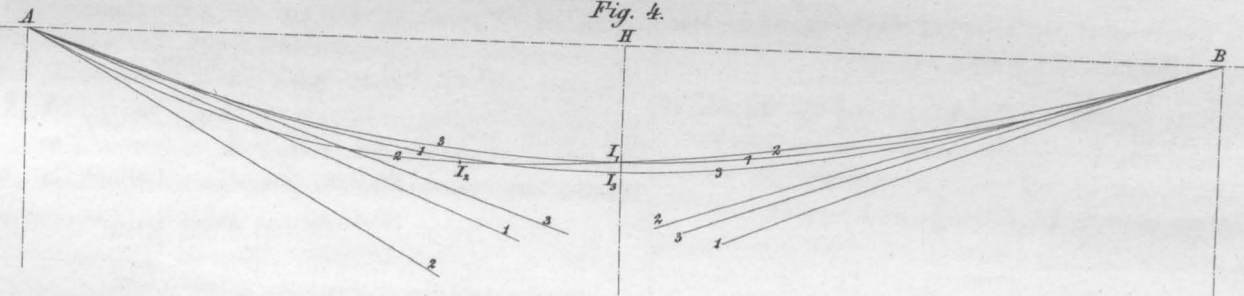


Fig. 4.



Construction der Kurbeln nach Armengeud.

Fig. 9.

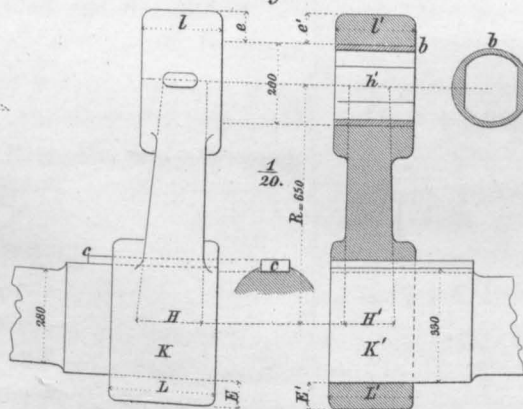


Fig. 6.



Fig. 7.



Fig. 8.



Fig. 3.

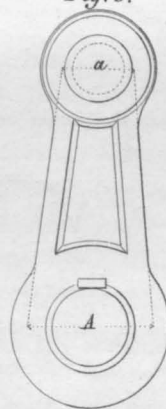


Fig. 4.

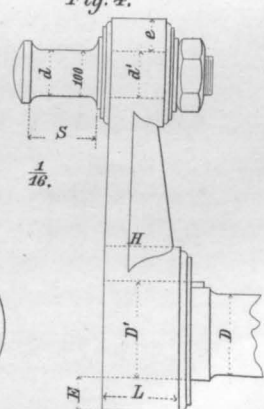


Fig. 2.

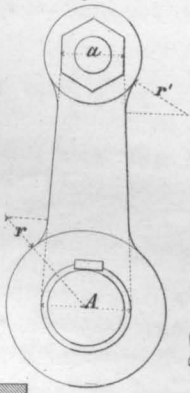


Fig. 5.

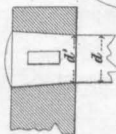


Fig. 1.

